



TUGAS AKHIR - TM 141585

APLIKASI PRINSIP ERGONOMI PADA PERANCANGAN ALAT PERAJANG BAHAN BAKU KERIPIK YANG MULTIGUNA

SYAFI`ATUL UMMAH
NRP. 02111340000079

Dosen Pembimbing:
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D

PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018

(halaman ini sengaja dikosongkan)



FINAL PROJECT - TM 141585

APPLICATION ERGONOMIC PRINCIPLE FOR MULTI-PURPOSE DESIGN OF CRISPY CHIPS RAW MATERIAL CUTTER EQUIPMENT

SYAFI`ATUL UMMAH
NRP. 02111340000079

Adviser :
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D

UNDER GRADUATED
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2018

(halaman ini sengaja dikosongkan)

**APLIKASI PRINSIP ERGONOMI PADA
PERANCANGAN ALAT PERAJANG BAHAN BAKU
KERIPIK YANG MULTI GUNA**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

SYAFI'ATUL UMMAH

NRP. 02111340000079

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD (Pembimbing)
NIP. 195106051978031002
2. Dr. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji 1)
NIP. 196508101991021001
3. Ir. JULENDRA B. ARIATEDJA, MT (Penguji 2)
NIP. 196807061999031004
4. MOCH. SOLICHIN, ST, MT (Penguji 3)
NIP. 198908172015041003

SURABAYA

JANUARI, 2018

(halaman ini sengaja dikosongkan)

APLIKASI PRINSIP ERGONOMI PADA PERANCANGAN ALAT PERAJANG BAHAN BAKU KERIPIK YANG MULTIGUNA

Nama : Syafi`atul Ummah
NRP : 2113100079
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D

ABSTRAK

Alat perajang bahan baku keripik yang beredar di masyarakat Indonesia sudah bermacam-macam bentuknya. Salah satunya perajang konvensional yang berbentuk kotak dengan pisau di tengah-tengah dan perajang keripik semi-otomatis. Alat yang sudah ada didesain hanya untuk merajang singkong saja, sedangkan banyak sekali bahan baku yang bisa dirajang selain singkong. Selain itu, alat tersebut juga memiliki kapasitas yang kecil dan kurang nyaman saat yang digunakan. Oleh karena itu, alat perajang yang sudah ada akan dikembangkan dalam segi kapasitas, ketebalan hasil potongan, dan kenyamanan penggunaan (ergonomis)

Perancangan alat perajang bahan baku keripik ini membutuhkan 2 tahap pengerjaan, yaitu perancangan serta perhitungan transmisi dan perancangan serta perhitungan rangka alat perajang bahan baku keripik. Perancangan serta perhitungan transmisi merupakan tahap pertama yang dimulai dengan mencari nilai gaya potong bahan baku, tegangan geser, torsi, daya motor yang akhirnya didapatkan rasio transmisi yang diperlukan. Sedangkan, perancangan serta perhitungan rangka merupakan tahap kedua yang dimulai dengan mengukur (tinggi bahu tegak) TBD, (tinggi siku duduk) TSD, (tinggi plopotel) TP, dan (jarak tangan depan) JTD yang akan digunakan untuk menghitung dimensi alat perajang bahan baku keripik dan nilai kenyamanan penggunaan (ergonomis).

Perancangan ini menghasilkan alat perajang bahan baku keripik yang ergonomis dengan ukuran 72x60x99.9 cm dan menggunakan material ST 37. Alat perajang tersebut

mampu merajang sebanyak 65 kg/jam dengan putaran sebesar 70 RPM dibantu dengan 2 pisau pada 1 piringan pisau. Piringan pisau memiliki diameter sebesar 30 cm dengan tebal 1.5 cm yang memiliki 2 lubang dengan ukuran 10x3 cm dan terbuat dari stainless steel. Lubang pada piringan digunakan untuk tempat pisau potong, pisau potong memiliki ukuran 10x2x0.2 cm berbahan dasar baja steel. Alat perajang tersebut memiliki 4 ketebalan yang berubah-ubah untuk memenuhi kebutuhan perajangan pada bahan yang berbeda-beda.

Kata Kunci : alat perajang, ergonomis, multiguna

APPLICATION ERGONOMIC PRINCIPLE FOR MULTI-PURPOSE DESIGN OF CRISPY CHIPS RAW MATERIAL CUTTER EQUIPMENT

Name : Syafi`atul Ummah
NRP : 2113100079
Departement : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisor : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D

ABSTRACT

There are many the raw material of crispy chips with many shapes in Indonesia. One of them is the konvensional that the shape is rectangular with the blade in the middle and the semi-automatics. They designed only for cutting the cassava, meanwhile there are many materials that can be produced into crispy chips. In addition, the raw materials have a minimum of capacity and not comfortable for the operator. Then, the raw material will be developed in the capacity , shape of the raw material result, and the value for ergonomics concepts.

This design need two steps for the designing step, that design and calculating for the transmission and design and calculating for the body of raw material. The first is designing and calculating the transmission and start from calculating the value of cutting force, shear stress,torsion, then find the ratio of transmission. The second is designing and calculating the body of raw material start from calculate the value of (tinggi bahu tegak) TBD, (tinggi siku duduk) TSD,(tinggi plopital) TP, (jarak tangan depan) JTD that used for calculating the dimension of raw material and the value of pleasant (ergonomics).

The result of this designation is ergonomic design with size 72x60x99.9 cm and using material ST 37. The capacity of this tool as 65 kg/hours with a rotation blade of 70RPM. Tool designed by 2 knives and 1 dics blade. The dics blade las a diameter of 1.5 cm which 2 holes with size 10x3 cm and made

from stainless steel. The hole on the discs is used for cutting knife as size 10x2x0.2 cm and made by stainless steel. The chopper tool has 4 different thicknesses to meet the needs of chopping on different materials.

Key Word : cutting equipment, ergonomics, multi-purpose

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir saya yang berjudul **“Aplikasi Prinsip Ergonomi pada Perancangan Alat Perajang Bahan Baku Keripik yang Multifungsi”**. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan tugas akhir ini, banyak pihak yang telah memberikan dukungan dan bantuannya sehingga dapat terselesaikan sesuai dengan waktu yang diharapkan. Oleh karena itu, izinkan saya untuk mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak tersebut antara lain:

1. Kedua orang tua saya, bapak **Syamsul Huda** dan ibu **Suharnik** dan juga adik-adik saya, **Saifullah Hidayat**, **Abdul Aziz Asy-Syifa`**, **Muhammah Muhiyiddin Qobul** yang selalu memberikan dukungan dan juga doanya agar saya dimudahkan oleh Allah SWT dalam segala urusan.
2. Orang-orang terhebat saya, mbah **Muhiyiddin**, mbah **Mosam**, mbah **Syafi`atun**, dan mbah **Sulaesah** yang selalu mendoakan saya supaya dimudahkan dalam segala urusan saya.
3. **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M,Sc., PhD.**, selaku dosen pembimbing tugas akhir saya, terima kasih atas segala bimbingan, ilmu, serta masukan yang telah bapak berikan.
4. **Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA, Ir. Julendra B. Ariatedja, MT. Moch. Sholichin, S.T, M.T**, selaku dosen pembahas dalam siding tugas akhir saya, terima kasih ATAS saran-saran yang telah bapak dan ibu berikan.
5. Seseorang yang dengan setia menemaniku, bagai **Ari** dalam hidupku, terimakasih atas waktu dan tenaganya. Terimakasih sudah mau sabar berada di dekatku.
6. Teman tercintaku, **Cipmunk (Fenny M-56)**, **Lontong (Lana M-56)**, **Nielaloh (Nila M-57)**, dan **Pur-nyong**

(**Puri M-57**). Terimakasih atas waktu dan kegilaan yang gak bisa terlupakan dari kalian.

7. Teman seperjuangan tugas akhir, terima kasih atas kerjasamanya yang diberikan selama ini.
8. Seluruh jajaran warga Laboratorium Desain Otomotif Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, terima kasih atas bantuan yang telah diberikan.
9. Keluarga besar **Generasi 3 KSR PMI ITS**, terima kasih karena telah menjadi tempat yang paling aman, nyaman, dan menyenangkan selama masa-masa perkuliahan di Kampus yang penuh perjuangan ini
10. **Sarekat Merah Rakyat Mesin (SMRM)**, dosen serta tenaga pendidik di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, dan juga pihak yang belum disebutkan di atas, terima kasih atas telah memberikan doa, bantuan, dan dukungannya terhadap saya selama ini.

Saya berharap agar tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi kita semua. Saya paham apabila tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Oleh karena itu, saya berharap adanya kritik dan saran dari para pembaca agar dapat menjadikan tugas akhir ini lebih baik lagi.

Surabaya, 21 Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	vii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	5
1.3 Tujuan	6
1.4 Batasan Masalah	6
1.5 Manfaat Penelitian	7
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	9
2.1 Penelitian Terdahulu	9
2.2 Dasar Teori	10
2.2.1 Bahan Baku Keripik	10
2.2.2 Transmisi	12
2.2.3 Pisau Potong	20
2.2.4 Rangka	22
2.2.5 Anthropometri	26
2.3 <i>Rapid Upper Limb Assessment (RULA)</i>	29
2.3.1 Penilaian Postur Kerja Tubuh	30
2.3.2 Penilaian Kelompok Postur Kerja Tubuh	32
2.3.3 Penjumlahan Nilai Total	35
BAB III METODOLOGI	37
3.1 Tahapan Pengerjaan	37
3.1.1 Studi Literatur	38
3.1.2 Pengujian Bahan Baku Keripik	38
3.1.3 Perancangan Dasar	42
3.1.4 Perhitungan Kebutuhan Pisau dan Sudut Pisau	44
3.1.5 Perancangan Transmisi	47
3.1.6 Perancangan Rangka Perajang Bahan Baku Keripik	52
BAB IV ANALISIS DAN PERHITUNGAN	57

4.1	Hasil dan Data Percobaan Bahan Baku Keripik.....	57
4.2	Perancangan Dasar Alat Perajang Keripik.....	65
4.2.1	Perencanaan Dasar	65
4.2.2	Perancangan dan Perhitungan Dimensi Rangka.....	67
4.3	Perhitungan Kebutuhan Pisau dan Sudut Pisau.....	69
4.4	Perancangan dan Perhitungan Transmisi	72
4.4.1	Perancangan motor, <i>belt</i> , dan <i>pulley</i>	72
4.4.2	Perancangan dan Perhitungan Poros	77
4.4.3	Perancangan dan Perhitungan Pasak dan <i>Bearing</i>	82
4.5	Perancangan dan Perhitungan Rangka	87
4.5.1	Perancangan dan Perhitungan Material Rangka.....	87
4.5.2	Perancangan dan Perhitungan Ergonomis Rangka.....	103
4.6	Hasil Akhir Perhitungan.....	108
4.7	Kelebihan dan Kekurangan dengan Alat yang sudah Ada.....	109
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		115
5.1	Kesimpulan	115
5.2	Saran	115
DAFTAR PUSTAKA		117
LAMPIRAN.....		121

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Alat Perajang Singkong a) berbentuk Kotak dengan Pisau Ditengah-tengahnya, b) berbentuk Bulat dengan Pisau Dibeberapa Sisinya c) Perajang Bahan Baku Keripik Pisau Horizontal [Luthfi, 2010]	2
Gambar 1. 2 Grafik Rata-Rata Konsumsi per Kapita Seminggu Macam Bahan Makanan Penting, 2010-2014 [BPS, 2017]	3
Gambar 1. 3 Grafik Produksi Ubi Jalar pada Tahun 2010-2014 [BPS, 2017]	3
Gambar 1. 4 Grafik Produksi Ubi Kayu pada Tahun 2010-2014 [BPS, 2017]	4
Gambar 1. 5 Grafik Produksi Keripik pada Tahun 2006-2010 [Kemendag, 2017]	4
Gambar 2. 1 Gambar Singkong/Ubi Kayu/Ketela Pohon	10
Gambar 2. 2 Ubi Jalar yang akan digunakan pada Saat Pengujian	11
Gambar 2. 3 Sukun saat Masih ditangkai Pohon dan Sukun saat Sudah Dibelah	12
Gambar 2. 4 Penampang sabuk V [Sularso, 2002].....	13
Gambar 2. 5 Skema hubungan Belt dan Pulley	15
Gambar 2. 6 Ilustrasi Gaya-gaya pada Pasak	17
Gambar 2. 7 Bentuk Nyata Ball Bearing.....	19
Gambar 2. 8Free Body Diagram Bahan Baku saat Pengujian	22
Gambar 2. 9 Reaksi Tumpuan	23
Gambar 2. 10 Profil L.....	23
Gambar 2. 11 Posisi Tubuh Duduk Menghadap samping [Putro, 2009].....	28

Gambar 2. 12 Posisi Duduk dengan Tangan Lurus Kedepan [Putro, 2009].....	28
Gambar 2. 13 Diagram Cedera pada Lengan Atas	30
Gambar 2. 14 Diagram Cedera a) pada Lengan Bawah,b) pada Pergelangan Tangan.....	31
Gambar 2. 15 Diagram Cedera pada Leher	32
Gambar 2. 16 Diagram Cedera pada Punggung	32
Gambar 2. 17 Diagram Alir Penilai Kelompok Postur Tubuh Kerja.....	34
Gambar 3. 1 Flowchart Tahapan Pengerjaan.....	37
Gambar 3. 2 Pengujian Bahan Baku Keripik	39
Gambar 3. 3 Luas Setelah pemotongan	39
Gambar 3. 4 Analisa Panjang jari-jari blade dan jarak R_b	39
Gambar 3. 5 Flowchart Pengujian Bahan Baku Keripik	41
Gambar 3. 6 Skema Awal Perajang Bahan Baku Keripik	42
Gambar 3. 7 Input Alat Perajang Bahan Baku Keripik .	43
Gambar 3. 8 Output Alat Perajang Bahan Baku Keripik	43
Gambar 3. 9 Blade Tampak Belakang.....	44
Gambar 3. 10 Pisau dan Benda kerja a Pisau tampak Depan, b. tampak samping kanan potongan A-A.....	45
Gambar 3. 11 Flowchart Perhitungan Kebutuhan Pisau dan Sudut Pisau	46
Gambar 3. 12 Flowchart Perancangan Transmisi.....	47
Gambar 3. 13 Gambar Awal Perancangan Transmisi ...	48
Gambar 3. 14 Flowchart Perhitungan V-Belt dan Pulley	49
Gambar 3. 15 Rancangan Awal Poros.....	49

Gambar 3. 16 <i>Flowchart</i> Perancangan poros, <i>Bearing</i> , dan Pasak.....	51
<i>Gambar 3. 17 Desain a. rumah bearing, b. bearing</i>	52
Gambar 3. 18 Tinjauan Beban pada Rangka Tampak Atas	53
Gambar 3. 19 Tinjauan Beban pada Rangka Tampak Depan dan Tampak Samping Kanan	53
Gambar 3. 20 Ilustrasi Perancangan Antara Postur Operator dengan Alat untuk Mencari Nilai Ergonomi ..	54
<i>Gambar 3. 21 Flowchart Perhitungan dan Perencanaan Rangka</i>	56
Gambar 4. 1 Grafik Besar Nilai Tegangan Geser Terhadap Hari pengambilan	62
Gambar 4. 2 Probability Ketela Pohon dan Distribusi Toleransi Pada Tegangan Geser pada Ketela Pohon	64
Gambar 4. 3 Rancangan Dasar Rangka Alat Perajang Bahan Baku Keripik	66
Gambar 4. 4 Rancangan Dasar Rangka Alat Perajang Bahan Baku Keripik	67
Gambar 4. 5 Ilustrasi Hubungan Antara Putaran Sudut dan Kecepatan.	70
Gambar 4. 6 Ilustrasi Pisau Potong	71
Gambar 4. 7 Perancangan Alat Perajang Bahan Baku Keripik Tampak Kiri Standar Amerika.	73
Gambar 4. 8 Ilustrasi transmisi V-belt dan Pulley	74
Gambar 4. 9 Ilustrasi Gaya-gaya Pada Pemotongan Bahan	74
Gambar 4. 10 Letak Poros Perencanaan	78
Gambar 4. 11 Ilustrasi Gaya-gaya pada Poros Utama Arah Horizontal	79

Gambar 4. 12 Diagram Gaya pada Poros Utama Arah Horizontal	80
Gambar 4. 13 Diagram Momen pada Poros Utama Arah Horizontal	80
Gambar 4. 14 Ilustrasi Gaya pada Poros Utama Arah Vertikal	80
Gambar 4. 15 Diagram Gaya pada Poros Utama Arah Vertikal	81
Gambar 4. 16 Diagram Momen pada Poros Utama Arah Vertikal	81
Gambar 4. 17 Ilustrasi Letak Bearing 1 dan Bearing 2 .	83
Gambar 4. 18 Ilustrasi kets berberbentuk Kotak	85
Gambar 4. 19 Letak Beban pada Rangka	87
Gambar 4. 20 Free Body Diagram dari Rangka O-P-B-D	88
Gambar 4. 21 Free Body Diagram Pemindahan Beban Pada Rangka B-D	88
Gambar 4. 22 Ilustrasi Bentuk Batang untuk Profil L...	89
Gambar 4. 23 Ilustrasi Beban pada Batang A-O-C	90
Gambar 4. 24 Free Body Diagram dari Rangka A-B-E	92
Gambar 4. 25 Ilustrasi Beban pada Batang B-E.....	92
Gambar 4. 26 Gaya-gaya pada Batang D-G. Batang C-M dan Batang A-J	93
Gambar 4. 27 Free Body Diagram dari Rangka B-E-F.	95
Gambar 4. 28 Ilustrasi Beban pada Batang E-F	95
Gambar 4. 29 Ilustrasi Beban pada Batang G-H	96
Gambar 4. 30 Free Body Diagram dari Rangka E-F-K.	97
Gambar 4. 31 Ilustrasi Beban pada Batang F-K.....	97
Gambar 4. 32 Ilustrasi Beban pada Batang H-N	98

Gambar 4. 33 Free Body Diagram Alas Perajang Bahan Keripik	100
Gambar 4. 34 Free Body Diagram pada Batang J-M ..	100
Gambar 4. 35 Ilustrasi Gaya-gaya yang Bekerja pada Titik Z a)tegangan geser akibat gaya b) tegangan tarik akibat momen yang terdapat pada titik M c) tegangan tarik akibat momen yang terdapat pada titik J	101
Gambar 4. 36 Ilustrasi serta Pembagian nilai ergonomis pada grup A dan Grup B	106
Gambar 4. 37 Perajangan Bahan Baku dengan Alat Rajang Semi-Otomatis	114

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 1. 1 Rata-rata Konsumsi per Kapita Seminggu Beberapa Macam Bahan Makanan Penting pada Tahun 2011-2015 [BPS, 2017)	4
Tabel 2 1 Hasil dan Kapasitas Perajang Ubi Kayu Pisau horizontal [Luthfi, 2010]	9
Tabel 2 2 Kandungan Gizi dan Kalori Ubi Jalar dan Ubi Kayu dibandingkan dengan Beras dan Jagung per 100g Bahan [Harnowo et al, 1994].....	11
Tabel 2 3 Komposisi Kimia dan Zat Gizi Buah Sukun per 100 gram buah [Santosa, 2010]	12
Tabel 2 4 Tabel Koreksi Transmisi Sabuk V [Sularso, 2002]	13
Tabel 2. 5 Momen Inersia pada Balok.....	24
Tabel 2 6 Momen Inersia Pada Batang.....	25
Tabel 2 7 Hasil Keseragaman Data Anthropometri [Putro, 2009].....	28
Tabel 2 8 Hasil Perhitungan Persenti/nilai keyakinan 90% [Putro, 2009]	29
Tabel 2 9 Tahapan Aplikasi Metode RULA [I Made London Batan, 2012]	29
Tabel 2 10 Analisa Cedera pada Pergelangan Tangan Akibat Puntiran.....	31
Tabel 2 11 Analisa Cedera pada Kaki	32
Tabel 2 12 Matrik untuk Mencari Nilai Pergelangan Tangan [Batan, 2012]	33
Tabel 2 13 Matrik untuk Mencari Nilai Batang Leher [Batan, 2012]	33

Tabel 2 14 Risiko pada otot Akibat Pergerakan [Batan, 2012].....	34
Tabel 2 15 Risiko Cedera akibat Beban/Gaya Berat [Batan, 2012]	34
Tabel 2 16 Nilai Total berdasarkan Nilai C dan Nilai D [Batan, 2012]	35
Tabel 2 17 Nilai Tingkat Resiko Cedera dan Artinya [Batan, 20012]	35
Tabel 4. 1 Dimensi Bahan Baku Keripik berupa Ketela Pohon.....	57
Tabel 4. 2 Dimensi Bahan Baku Keripik berupa Ketela Rambat.....	58
Tabel 4. 3 Dimensi Bahan Baku Keripik berupa Sukun	59
Tabel 4. 4 Data Nilai Gaya Potong dan Luas Hasil Pemotongan pada Bahan Baku Keripik untuk 5 Hari Pengujian	60
Tabel 4. 5 Nilai Tegangan Geser pada Bahan Baku Keripik	61
Tabel 4. 6 Hasil Keseragaman Data Pengujian Bahan Baku dengan tingkat keyakinan 95% (Tegangan Geser).....	63
Tabel 4. 7 Hasil Perhitungan Persentil nilai keyakinan 90%	63
Tabel 4. 8 Dimensi Alat Perajang Bahan Baku Keripik dalam mm	68
Tabel 4. 9 Nilai Sudut Pisau(α) berdasarkan Ketebalan Bahan Baku	71
Tabel 4. 10 Kesimpulan Kebutuhan Sudut Pisau (α) dan Jumlah Pisau (z)	72
Tabel 4. 11 Data Katalog MotorTipe IM 1001 dengan Daya sebesar 0.5 hp.....	75

Tabel 4. 12 Spesifikasi Motor Listrik, V-belt dan Pulley	77
Tabel 4. 13 Tipe Bearing yang Digunakan pada Perancangan.....	83
Tabel 4. 14 Kesimpulan Umur Bearing dalam Putaran.	85
Tabel 4. 15 Kesimpulan Dimensi Pasak pada Setiap Bagian dalam mm	86
Tabel 4. 16 Data Tegangan geser dan Tegangan Tarik yang Terjadi pada Rangka Alat Perajang Bahan Baku Keripik menggunakan Material ST 37 dalam Psi (Pound per square inc).....	102
Tabel 4. 17Data Gaya yang bekerja pada Batang Rangka dengan Gaya Kritis Lengkungan (N).....	102
Tabel 4. 18 Nilai Ergonomis Suatu Benda pada Grup A	104
Tabel 4. 19 Nilai Ergonomis Suatu Benda pada Grup B	105
Tabel 4. 20 Hasil Akhir pada Nilai ergonomis	107
Tabel 4. 21Kebutuhan Sudut Pisau (α) dan Jumlah Pisau (z).....	108
Tabel 4. 22 Kesimpulan Dimensi Pasak pada Setiap Bagian dalam mm	109
Tabel 4. 23 Kelebihan dan Kekurangan antara Alat yang sudah ada dengan Alat yang akan Dirancang	110
Tabel 4. 24 Nilai Ergonomis Suatu Benda pada Grup A	111
Tabel 4. 25 Nilai Ergonomis Suatu Benda pada Grup B	112
Tabel 4. 26 Hasil Akhir pada Nilai ergonomis	113

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

Bab pendahuluan ini akan menjelaskan tentang latar belakang yang mendasari pembuatan alat perajang bahan baku keripik, setelah itu dilanjutkan dengan perumusan beberapa masalah yang diinginkan. Berdasarkan rumusan masalah tersebut didapatkannya tujuan penulisan serta manfaat penulisan. Selanjutnya, bab ini menjelaskan Batasan-batasan masalah yang digunakan pada penelitian, dengan harapan pembaca dapat dengan mudah memahami isi bab pendahuluan ini.

1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi dibidang pertanian sangat diperlukan. Hingga saat ini, alat pasca pertanian yang sudah diterapkan pada kehidupan sehari-hari telah banyak. Contohnya alat pemipil jagung, selep padi, alat perajang bahan baku keripik, dan sebagainya. Salah satu alat pertanian yang membutuhkan penelitian lanjutan adalah alat perajang bahan baku keripik. Alat tersebut telah tersedia dalam macam-macam bentuk. Diantaranya alat perajang konvensional berbentuk kotak yang terbuat dari kayu jati dengan pisau ditengah-tengahnya dan memiliki kapasitas 8kg/jam. Kemudian alat perajang semi-manual yang berbentuk lingkaran dengan pisau disekelilingnya dan memiliki kapasitas 22kg/jam, seperti yang terlihat pada gambar 1.1a dan gambar 1.1b.

Selain kapasitas yang kecil, proses pemotongan dikerjakan langsung dengan posisi duduk diatas lantai. Proses pemotongan dengan keadaan tersebut menyebabkan posisi kerja yang tidak nyaman bagi pekerja karena dilakukan dengan posisi punggung yang membungkuk, posisi kepala yang selalu tertunduk dan kaki yang selalu tertekuk. Kondisi kerja yang demikian dapat dipastikan pekerja mengalami kelelahan dan rasa sakit pada posisi tubuh tertentu. Dibuktikan dengan metode

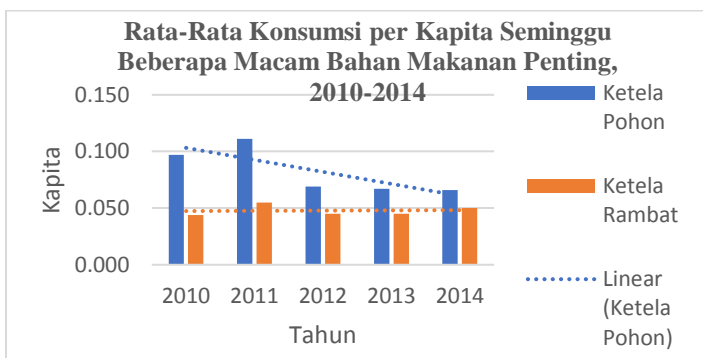
rapid upper limb assessment (RULA) bahwa alat tersebut membutuhkan investigasi ulang dalam perancangan. Begitupun gambar 1.1c yang menunjukkan bahwa alat perajang keripik yang sudah dikembangkan dalam bentuk alat perajang keripik dengan pisau horizontal juga masih kurang ergonomis dalam pemakaian karena lengan atas akan selalu terangkat hingga membentuk sudut lebih dari 90°. Selain posisi kerja yang kurang nyaman, alat yang sudah ada sebagian besar hanya digunakan untuk merajang bahan baku keripik ubi kayu saja. Padahal bahan baku yang mampu dirajang dan memiliki daya tarik konsumen untuk dikonsumsi dalam bentuk keripik sangat banyak sekali. Diantaranya ubi jalar dan sukun.



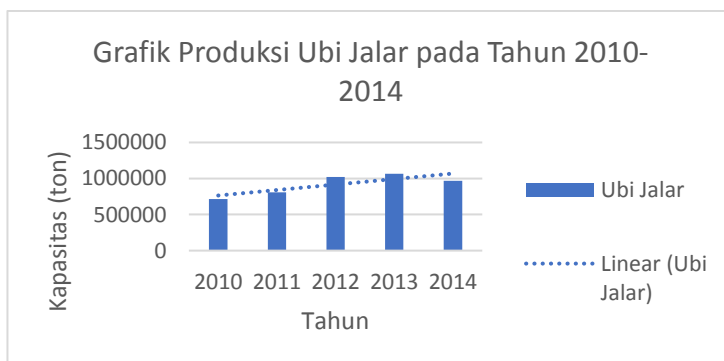
Gambar 1. 1 Alat Perajang Singkong a) berbentuk Kotak dengan Pisau Ditengah-tengahnya, b) berbentuk Bulat dengan Pisau Dibeberapa Sisinya, c) Perajang Bahan Baku Keripik Pisau Horizontal [Luthfi, 2010]

Pada gambar 1.4 dan gambar 1.3 menunjukkan bahwa produksi umbi-umbian dari tahun 2010 hingga 2014 terus mengalami peningkatan. Sedangkan angka konsumsi umbi-

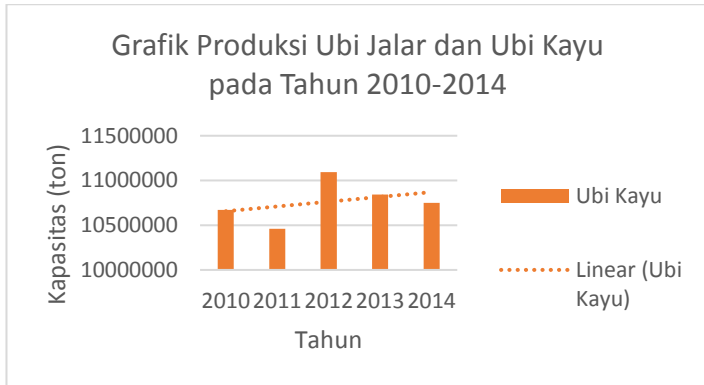
umbian semakin menurun dari tahun ke tahun ditunjukkan pada gambar 1.2. Oleh karena itu, diperlukan *alternative* lain untuk mengolah umbi-umbian agar mampu disimpan lebih lama seperti disimpan dalam bentuk keripik. Keripik merupakan makanan ringan yang semakin digemari oleh rakyat Indonesia dan terus mengalami kenaikan sebesar 6% setiap tahunnya. Hal ini didukung dengan data dari kementerian perdagangan republic Indonesia seperti gambar 1.5



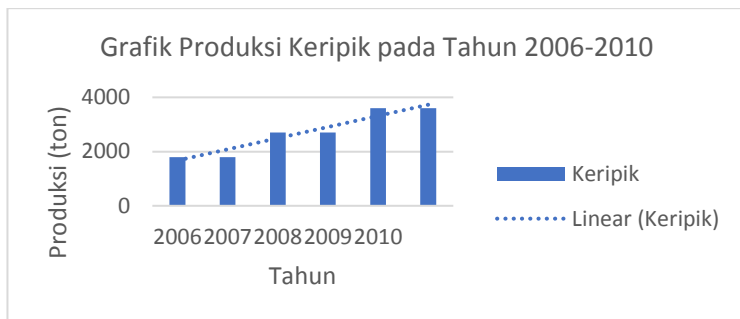
Gambar 1. 2 Grafik Rata-Rata Konsumsi per Kapita Seminggu Macam Bahan Makanan Penting, 2010-2014 [BPS, 2017]



Gambar 1. 3 Grafik Produksi Ubi Jalar pada Tahun 2010-2014 [BPS, 2017]



Gambar 1. 4 Grafik Produksi Ubi Kayu pada Tahun 2010-2014 [BPS, 2017]



Gambar 1. 5 Grafik Produksi Keripik pada Tahun 2006-2010 [Kemendag, 2017]

Tabel 1. 1 Rata-rata Konsumsi per Kapita Seminggu Beberapa Macam Bahan Makanan Penting pada Tahun 2011-2015 [BPS, 2017)

Jenis makanan	bahan	2011	2012	2013	2014	2015
Beras local/ketan		1.721	1.675	1.642	1.626	1.631
Ketela pohon		0.111	0.069	0.067	0.066	0.069
Ketela rambat		0.055	0.045	0.045	0.050	0.065
Jagung	basah	0.012	0.011	0.011	0.013	0.029
dengan kulit						

Jagung pipilan	0.023	0.029	0.025	0.023	0.023
Gaplek	0.002	0.002	0.001	0.002	0.004

Pada tabel 1.1 menunjukkan bahwa ubi kayu dan ubi jalar berada pada posisi kedua dan ketiga sebagai bahan makanan pokok yang paling banyak dikonsumsi setelah nasi. Umbi-umbian sendiri mengandung karbohidrat yang tinggi sehingga cocok untuk dijadikan makanan pokok pengganti nasi, selain itu sukun juga banyak mengandung vitamin lainnya, seperti kalori, protein, dan lemak.

Oleh karena itu, perancangan ini memaparkan sebuah pengembangan pada teknologi pertanian. Khususnya pada perajang bahan baku keripik yang mampu merajang berbagai macam bahan baku keripik (multiguna) dengan ketebalan yang dapat dirubah-rubah, nyaman digunakan, dan kapasitas yang lebih besar dari perajang bahan baku yang sudah ada untuk memenuhi kebutuhan pembuatan keripik dan *alternative* penyimpanan untuk hasil panen berupa umbi-umbian.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun permasalahan yang dihadapi dalam penyelesaian tugas akhir ini dapat diutarakan sebagai berikut :

1. Bagaimana cara merancang perajang bahan baku keripik yang multiguna?
2. Bagaimana cara merancang pisau potong yang bisa digunakan secara multiguna?
3. Bagaimana cara merancang transmisi pada perajang bahan baku keripik ?
4. Bagaimana cara menghitung daya yang dibutuhkan pada bahan baku keripik ?
5. Bagaimana cara merancang rangka pada perajang bahan baku keripik supaya nyaman digunakan?

1.3 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini adalah merancang alat perajang bahan baku keripik yang multiguna. Adapun tujuan lain dari pembuatan tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Merancang pisau potong yang mampu digunakan secara multiguna
2. Menghitung daya minimal yang dibutuhkan untuk pemotongan.
3. Merancang transmisi pada perajang bahan baku keripik.
4. Merancang rangka pada perajang bahan baku supaya nyaman digunakan

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dari perancangan alat perajang bahan baku keripik sebagai berikut:

1. Perancangan perajang bahan baku keripik hanya dibatasi sampai pada kinematika mekanisme alat
2. Pengelasan dianggap baik.
3. Perakitan yang dilakukan sudah baik.
4. Bahan baku yang dirajang berupa ubi kayu, ubi jalar, dan sukun.
5. Dimensi bahan baku adalah berdiameter maksimal 10 cm dan panjang maksimal 30 cm
6. Kapasitas potong sebesar 65 kg/jam dan putara penggerak sebesar 70 RPM
7. Berat bahan baku keripik sebelum dan sesudah perajangan dianggap sama.
8. Waktu yang dibutuhkan untuk satu kali rajang sebanyak 0.2 detik.
9. Tebal piringan pisau sebesar 15 mm.
10. Sudut tangan operator telah memenuhi syarat perancangan.
11. Penggerak perajang bahan baku keripik adalah motor listrik.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan pada penelitian ini :

1. Mampu mengasah penulis dalam menerapkan materi mata kuliah yang didapatkan di jurusan teknik mesin.
2. Membantu penulis dalam memenuhi syarat kelulusan mata kuliah proposal tugas akhir dan tugas akhir.
3. Mampu menambah variasi penyajian makanan berbahan dasar ubi-ubian dan sukun.
4. Mampu membuat alat yang bisa dijangkau oleh masyarakat luas, khususnya daerah jawa timur.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Bab 2 akan menjelaskan tentang tinjauan pustaka yang digunakan dalam perancangan alat. Salah satu isi yang terdapat pada bab ini adalah penelitian terdahulu yang menjadi acuan atau dasar dalam perancangan, selanjutnya mengenai dasar-dasar teori yang dibutuhkan dalam perancangan diantaranya teori bahan baku, teori pisau, teori transmisi, teori rangka dan teori anthropometri. Teori-teori tersebut yang membantu dalam penyelesaian perancangan supaya nyaman digunakan oleh operator sesuai dengan kemampuannya.

2.1 Penelitian Terdahulu

Pada tahun 2010, musthofa luthfi dkk membuat jurnal rekayasa mesin dengan judul rancang bangun perajang ubi kayu pisau horizontal. Pada tabel 2.1 menunjukkan bahwa alat tersebut menggunakan penggerak berupa motor dengan transmisi yang digunakan berupa sabuk-V.

Tabel 2 1 Hasil dan Kapasitas Perajang Ubi Kayu Pisau horizontal [Luthfi, 2010]

Putaran pulley (rpm)	Grade				Waktu proses (jam)	Kapasitas kerja (kg/jam)
	A	B	C	D		
70	0.86	0.05	0.02	-	0.17	5.882
90	0.86	0.05	0.02	-	0.128	7.813
110	0.53	0.25	0.1	0.05	0.086	11.628
130	0.31	0.23	0.16	0.23	0.045	22.222
150	0.28	0.12	0.26	0.24	0.029	34.483
170	0.25	0.07	0.28	0.30	0.016	62.5

Alat tersebut menggunakan bervariasi putaran, mulai dari 70RPM sampai 170 RPM yang menghasilkan berbagai macam besar kapasitas yang mampu dirajang. Kapasitas yang

dihasilkan mulai dari 5,88 kg per jam sampai 62,5 kg per jam dengan hasil yang bervariasi. Hasil perajangan digolongkan dari A sampai D, dimana A merupakan hasil perajangan sempurna.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Bahan Baku Keripik

2.2.1.1 Ketela Pohon

Ketela pohon merupakan tanaman pangan berupa perdu dengan nama lain ubi kayu, singkong, atau kastape. Sentra utama ketela pohon di Indonesia adalah Jawa Tengah dan Jawa Timur. Ketela pohon mengandung berbagai macam vitamin yang akan dijelaskan pada tabel 2.2. Bentuk ketela pohon bermacam-macam, salah satu bentuk ketela pohon dapat dilihat pada gambar 2.1. ketela pohon memiliki ketahanan simpan selama 4 hari.



Gambar 2. 1 Gambar Singkong/Ubi Kayu/Ketela Pohon

2.2.1.2 Ketela Rambut

Ketela rambut merupakan komoditas sumber karbohidrat yang dikonsumsi sebagai makanan tambahan atau samping-an, kecuali di Maluku dan Irian Jaya (Papua). Didaratn tinggi jaya wijaya, ketela rambut memenuhi hamper 90% kebutuhan kalori penduduk dengan tingkat konsumsi 7.1 Kg/Kapita/Tahun. Ketela rambut dapat dimanfaatkan sebagai pengganti makanan pokok karena merupakan sumber kalori yang efisien [Nani, 2009]. Selain itu, beberapa kandungan

lainnya dapat dilihat pada tabel 2.2. dan pada gambar 2.2 merupakan salah satu jenis ketela rambat. Ketela rambat memiliki ketahanan simpan selama 3 hari.

Tabel 2 2 Kandungan Gizi dan Kalori Ubi Jalar dan Ubi Kayu dibandingkan dengan Beras dan Jagung per 100g Bahan [Harnowo et al, 1994]

Bahan	Kalori (Kal)	Karbohidrat (g)	Protein (g)	Lemak (g)
Ubi Jalar (merah)	123	27.9	1.8	0.7
Beras	360	78.9	6.8	0.7
Ubi Kayu	146	34.7	1.2	0.3
Jagung (Kuning)	361	72.4	8.7	4.5



Gambar 2. 2 Ubi Jalar yang akan digunakan pada Saat Pengujian

2.2.1.3 Sukun

Sukun atau *bread fruit* merupakan tanaman pangan *alternative* di Indonesia sejak 1920, macam olahan sukun berupa goreng sukun, getuk sukun, kolak sukun, cake sukun, mi sukun, klepon sukun, dodol sukun, bola sukun, apam sukun, dan bahan baku pembuat pempek (makanan khas Palembang), maupun tape sukun. Komposisi kimia buah sukun muda dan buah sukun tua dapat dilihat pada tabel 2.3 [Santosa, 2010]. Bentuk asli sukun dapat dilihat pada gambar 2.3 dengan ketahanan simpan selama 2 hari

Tabel 2 3 Komposisi Kimia dan Zat Gizi Buah Sukun per 100 gram buah [Santosa, 2010]

Unsur-unsur	Sukun Muda	Sukun Tua
Kalori (Kal)	46	108
Protein (g)	2.0	1.3
Lemak (g)	0.7	0.3
Karbohidrat (g)	9.2	28.2



Gambar 2. 3 Sukun saat Masih ditangkai Pohon dan Sukun saat Sudah Dibelah

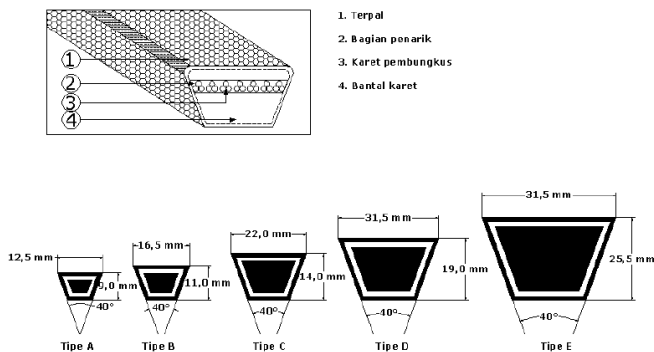
2.2.2 Transmisi

2.2.2.1 *Belt and Pulley*

Sabuk atau *belt* adalah elemen mesin fleksibel yang dapat digunakan dengan mudah untuk mentransmisikan torsi dan gerakan berputar dari suatu komponen ke beberapa komponen lainnya. *Belt* digunakan untuk memindahkan daya antara dua poros yang sejajar. Poros-poros harus terpisah pada suatu jarak minimum yang tergantung pada jenis pemakaian *belt* atau sabuk agar bekerja secara efisien.

Sabuk V adalah salah satu transmisi penghubung yang terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Dalam penggunaan sabuk v dibelitkan mengelilingi alur *pulley* yang terbentuk v pula. Bagian sabuk yang membelit pada puli akan mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar.

Sabuk-V banyak digunakan karena sabuk-V sangat mudah dalam penanganannya dan murah harganya. Selain itu sabuk-V juga memiliki keunggulan lain dimana sabuk-V akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang *relative* rendah serta jika dibandingkan dengan transmisi roda gigi dan rantai, sabuk-V bekerja lebih halus dan tak bersuara. Selain memiliki keunggulan dibandingkan dengan transmisi lainnya, sabuk-V juga memiliki kelemahan yaitu memungkinkan terjadinya slip. Faktor koreksi transmisi sabuk-V dapat dilihat pada tabel 2.4. dan macam-macam sabuk V dapat dilihat pada gambar 2.4



Gambar 2. 4 Penampang sabuk V [Sularso, 2002]

Tabel 2 4 Tabel Koreksi Transmisi Sabuk V [Sularso, 2002]

Mesin yang digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 200%		
	Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar bajing, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (moment tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja tiap hari (jam)					
	3-5	8-10	16-24	3-5	8-10	16-24

Beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, blower (< 7.5kW), kipas angin, pompa sentri fugal	1.0	1.1	1.2	1.2	1.3	1.4
Beban kecil	Konveyor sabuk(pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (> 7.5), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin pencetak.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Beban sedang	Konveyor (ember/skrup), pompa torak, kompresor, pilingan batu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8
Beban bebas	Penghancur, gilingan bola/batang, pengangkat, mesin pabrik karet	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0

Alat bantu ilustrasi dapat dilihat pada gambar 2.5, sedangkan untuk perhitungan-perhitungan yang dibutuhkan saat merancang sabuk-V dapat dilihat sebagai berikut :

a. Diameter Lingkaran pada *pulley* (D_p , d_p)

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{1}{u}, u = \frac{1}{i} \quad (2.1)$$

Dimana :

D_1 = Diameter kecil (mm)

D_2 = Diameter besar (mm)

n_1 = Putaran *input* (rpm)

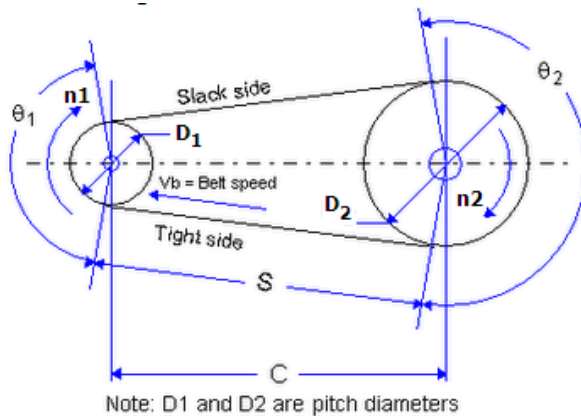
n_2 = Putaran *output* (rpm)

b. Kecepatan Sabuk (V)

Setelah mengetahui nilai diameter *pulley* kecil (d_p) dan putaran pada penggerak (n_1), maka dapat dihitung nilai kecepatan sabuk dengan menggunakan rumusan sebagai berikut:

$$V = \frac{D_1 \times n_1}{60000} \quad (2.2)$$

Dimana : V = Kecepatan *pulley* (m/s)
 D_1 = Diameter *pulley* kecil (mm)
 n_1 = Putaran poros penggerak (rpm)



Gambar 2. 5 Skema hubungan *Belt* dan *Pulley*

c. Panjang Keliling (L)

Panjang keliling *belt* atau sabuk dapat dicari dengan rumusan sebagai berikut :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4C}(D_1 - D_2)^2 \quad (2.3)$$

Dimana : L = Panjang Sabuk (mm)
 C = Jarak Sumbu Poros (mm)

d. Jarak Sumbu Poros (c)

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (2.4)$$

Dimana nilai $b = 2L - 3.14 D_2 - D_1$

e. Beban Dinamis

⇒ Untuk $0 < V_p \leq 2000$ ft/min

$$Fd = \frac{600+Vp}{600} \times Ft \quad (2.5)$$

⇒ Untuk $2000 < Vp \leq 4000$ ft/min

$$Fd = \frac{1200+Vp}{1200} \times Ft \quad (2.6)$$

⇒ Untuk $Vp > 4000$ ft/min

$$Fd = \frac{78+\sqrt{Vp}}{78} \times Ft$$

f. Torsi pada Poros

$$T = Ft \frac{d}{2} = Fn \frac{d}{2} \cos \theta = \frac{Hp \times 63000}{n} \quad (2.7)$$

2.2.2.2 Poros

Poros adalah suatu bagian stasioner yang berputar, berpenampang bulat, dimana terpasang elemen-elemen seperti roda gigi, *pulley*, dan elemen transmisi lainnya. Poros bisa menerima beban-beban lenturan, tarikan, tekan, atau puntiran, yang bekerja sendiri-sendiri maupun gabungan.

Dasar perancangan poros adalah basis “*Ditortion Energy Theory*” dengan didasarkan pada beban fluktuasi dan beban kejut. Momen bending maksimal dapat dicari dari penjumlahan momen bending secara vertikal maupun horizontal yang akan diformulasikan sebagai berikut :

$$M_b = \sqrt{(M_{x,H})^2 + (M_{x,V})^2} \quad (2.8)$$

Selain itu, *endurance limit* dapat dicari dengan menggunakan tolak ukur *ultimate strength*, yang dapat diformulasikan sebagai berikut:

$$S_e = C_R \cdot C_S \cdot C_f \cdot C_W \cdot \frac{S_n}{K_{ft}} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} \text{Dimana : } S_n &= 0.5 S_u \\ C_R &= 1 - 0.08(D.M.F) \end{aligned}$$

Untuk menganalisa diameter poros yang akan digunakan sangat dipengaruhi oleh *endurance limit*, material dan beban kejut. Sesuai dengan teori kegagalan *fatigue* Tresca dan Sondenerg, yaitu :

$$\frac{S_{yp}}{SF} \geq \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{K_{sb} \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_r \right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} (T_m)^2} \quad (2.10)$$

$$\text{Dimana : } M_r = M_b$$

Tegangan dengan beban fluktuasi, karena besar

$\sigma_{maks} = \sigma_{min}$, maka :

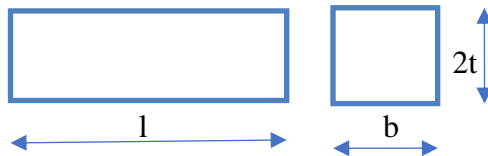
$$M_r = \frac{M_{maks} + M_{min}}{2} = \frac{M_{maks} + (-M_{min})}{2} = 0 \quad (2.11)$$

2.2.2.3 Pasak

Pasak merupakan suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, *sprocket*, *pulley*, kopling, atau komponen-komponen sejenisnya pada poros. Pasak berfungsi untuk mencegah adanya putaran *relative* antara poros dari mesin dengan peralatan mesin yang lain. Ada beberapa macam pasak yang dapat digunakan dengan menyesuaikan antara fungsi dan dimensi yang dibutuhkan, diantaranya :

1. Pasak datar segi empat
2. Pasak datar standar
3. Pasak tirus
4. Pasak bidang lingkaran
5. Pasak bintang lurus
6. Pasak bintang involute

Perhitungan dimensi dan bahan pada pasak menggunakan prinsip gaya tekan/kompresi dan gaya geser yang terdapat pada pasak. Gambar 2.6 merupakan *free body diagram* untuk memudahkan ilustrasi :



Gambar 2. 6 Ilustrasi Gaya-gaya pada Pasak

Bila poros berputar dengan torsi sebesar T maka torsi ini akan menghasilkan gaya tangensial (F_t) yang bekerja pada diameter luar dari poros dan gaya tangensial pada pasak sebesar:

$$Ft = \frac{2T}{d} \quad (2.12)$$

Dengan tinjauan tegangan geser dan tegangan maksimum yang dapat di formulasikan sebagai berikut :

$$\tau = \frac{Ft}{b.l} \quad (2.13)$$

$$\sigma = \frac{Ft}{t.l} \quad (2.14)$$

Syarat keamanan pasak terhadap tegangan geser $\tau \leq \frac{S_{sy}}{SF}$ dimana S_{sy} bernilai sebesar $0.58S_y$ dan SF sebesar 2.5 untuk bahan yang tidak memiliki beban kejut. Sehingga keamanan pasak dapat diformulasikan sebagai berikut :

$$\frac{Ft}{b.l} \leq \frac{S_{sy}}{SF} \quad (2.15)$$

Sedangkan syarat keamanan pasak terhadap tegangan kompresi $\leq \frac{S_y}{SF}$. sehingga keamanan pasak dapat di formulasikan sebagai berikut :

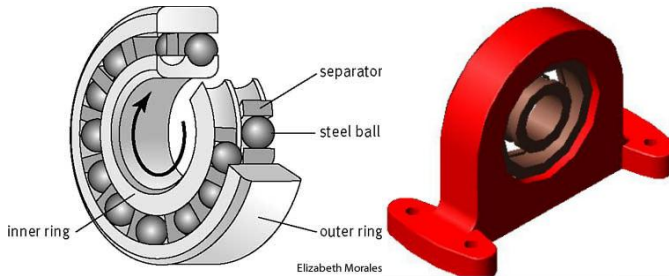
$$\frac{Ft}{t.l} \leq \frac{S_y}{SF} \quad (2.16)$$

2.2.2.4 Bearing atau Bantalan

Bantalan adalah salah satu elemen penting dalam sebuah mekanisme gerak (lihat gambar 2.7). Bantalan berfungsi sebagai penghubung antara elemen gerak dengan body diam, dengan media ini tentunya diharapkan daya yang ditransferkn dari input akan dapat dipindahkan ke elemen mesin yang lain dengan *loses* energi seminimal mungkin akibat gesekan antar elemen.

Beban-beban yang berpengaruh pada bantalan terdapat pada tumpuan, yang dapat diformulasikan seperti berikut :

$$P = x . V . Fr + y . Fa \quad (2.17)$$



(Sumber : Eko putro, 2009 : gambar 4.22)

Gambar 2. 7 Bentuk Nyata Ball Bearing

Dimana nilai F_r dapat dicari dari persamaan $F_r =$

$\sqrt{F_H^2 + F_V^2}$. Selain itu, umur bantalan harus diperhitungkan juga dengan menggunakan formulasi sebagai berikut :

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^b \quad (2.18)$$

Untuk memilih tipe bantalan yang akan digunakan, perlu mempertimbangkan besar diameter poros, selanjutnya dipilih tipe bantalan tertentu dari katalog bantalan.

2.2.2.5 Coupling atau Kopling

Kopling adalah salah satu alat transfer daya yang dapat mendistribusikan daya dari satu poros ke poros yang lain dengan sumbu poros yang searah dan sejajar.

Beberapa rumusan dasar yang dapat dipakai adalah :

1. Tegangan geser pada *coupling* (τ_c)

$$\tau_c = \frac{Ft}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot G} \quad (2.19)$$

$$\text{Dimana } Ft = \frac{2T}{d}$$

2. Tegangan geser pada baut *coupling* (τ_b)

$$\tau_b = \frac{Ft}{n \cdot A} = \frac{T}{r \cdot n \cdot \frac{\pi}{4} d_b^2} \quad (2.20)$$

Dengan :

τ_c = Tegangan geser pada *coupling* (N/m^2)

τ_b = Tegangan geser pada baut (N/m^2)

G = Jarak sumbu poros dan baut (m)

Ft = Gaya tangensial (N)

d = Diameter luar *coupling*(m)

T = Torsi poros (Nm)

n = Putaran poros (RPM)

d_b = Diameter poros (m)

2.2.2.6 Faktor Keamanan

Distribusi tegangan secara aktual tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan factor keamanan :

- g. N atau SF = 1.25 - 1.5 untuk torsi tetap dan konstan.
- h. N atau SF = 1.5 – 2 untuk material yang kuat dan kondisi lingkungan yang konstan.
- i. N atau SF = 2 – 2.5 untuk beban yang mengalami kejutan yang rendah/kecil.
- j. N atau SF = 2.5 – 3 untuk material yang rapuh dengan kondisi lingkungan dan pembebanan yang konstan.
- k. N atau SF = 3 – 4 untuk material yang belum teruji dan digunakan pada kondisi pembebanan yang konstan
- l. N atau SF = 3 – 4 untuk material yang sudah dikenal dengan baik tetapi digunakan pada lingkungan dan pembebanan yang konstan
- m. N atau SF = 1 – 6 untuk beban kejutan yang besar, terutama beban boba-balik.
- n. N atau SF = 3 – 6 untuk beban impact
- o. N atau SF >>>> untuk material yang digunakan pada kondisi yang sulit.

2.2.3 Pisau Potong

Pisau potong yang digunakan mampu bergerak secara rotasi yang searah dengan putaran motor, dalam pembuatan pisau potong ini ada beberapa pertimbangan yang dilakukan untuk memotong material lunak. Metode yang digunakan ada metode tangensial benda bulat untuk mencari kecepatan potong yang dibutuhkan dan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi d n}{60} \quad (2.21)$$

Dimana :

v = kecepatan potong (m/s)

d = diameter *pulley* 1 (m)

n = kecepatan putaran *pulley* 1 (RPM)

berdasarkan jurnal austenite, 2011 didapatkan sudut pisau yang dibutuhkan sesuai dengan ketebalan hasil potong yang diinginkan, dapat disederhanakan melalui rumus berikut :

$$v_{max} = \varphi \cdot b^{1,23} \cdot \alpha^{-1,67} \quad (2.22)$$

Dimana :

φ = kekenyalan material (N/m².s)

v = kecepatan potong (m/s) b = ketebalan hasil potong (m)

α = sudut pisau potong (°)

untuk mengetahui nilai kekenyalan material dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\varphi = \frac{\tau}{t} \quad (2.23)$$

Dimana :

φ = kekenyalan material (N/m².s)

σ = *yield strength* (N/m²)

t = waktu potong (s)

dimana *yield strength* dapat dicari dengan menggunakan perumusan 2.24 dengan mempertimbangkan gaya potong (F) dan luas pemotongan (A).

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2.24)$$

untuk mencari banyaknya pisau potong dapat menggunakan perumusan 2.25 sedangkan untuk mencari besar daya yang dibutuhkan dapat menggunakan persamaan 2.26 sebagai berikut:

$$n = \frac{Q}{m.z} \quad (2.25)$$

Dimana :

n = putaran pada puli 1 (RPM)

Q = kapasitas yang diinginkan (Kg/jam)

m = massa hasil potong (Kg)

z = jumlah pisau potong

$$Hp = \frac{T.n}{63000} \quad (2.26)$$

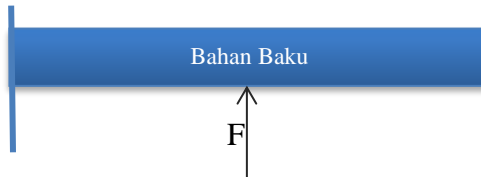
Dimana :

n = putaran pada blade/pisau (RPM)

T = Torsi pada blade/pisau (lb.in)

Hp = Daya (hp)

dalam pembuatan pisau potong dibutuhkan nilai gaya potong yang dapat dicari dengan menggunakan metode penambahan beban. Lihat gambar 2.8 untuk membantu ilustrasi perhitungan.



Gambar 2.8 *Free Body Diagram* Bahan Baku saat Pengujian

2.2.4 Rangka

Rangka merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap mesin yang mampu menerima berbagai macam beban, rangka bisa menerima beban lenturan, tarikan, tekan atau puntiran, yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan antara yang satu dengan yang lainnya. Hal-hal yang perlu diketahui dalam perhitungan kekuatan rangka, sebagai berikut:

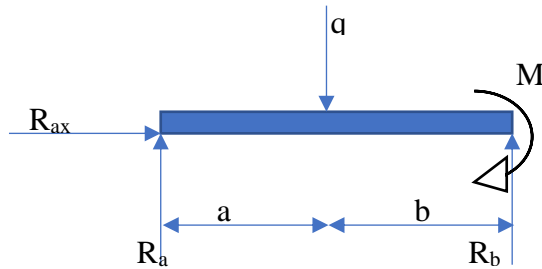
2.2.4.1 Reaksi tumpuan

Suatu benda berada dalam keseimbangan apabila besarnya aksi sama dengan reaksi, dengan kata lain gaya yang menyebabkan benda dalam kesetimbangan ialah gaya aksi dan gaya reaksi. Gaya aksi merupakan gaya luar, sedangkan gaya reaksi gaya dalam. Gaya reaksi merupakan gaya tumpuan dan reaksi tumpuan adalah besarnya gaya yang dilakukan oleh tumpuan untuk mengimbangi gaya luar agar benda dalam kesetimbangan. Oleh karena itu, besarnya gaya reaksi sama dengan jumlah gaya luar yang bekerja (membebani) suatu konstruksi. Adapun persamaan yang digunakan untuk menghitung reaksi tumpuan dengan menggunakan persamaan 2.27 dibawah ini dengan ilustrasi seperti pada gambar 2.9.

$$R_a = \frac{qb}{(a+b)} \quad (2.27)$$

Keterangan :

R_b = Reaksi tumbuan (N) q = Beban / Gaya (N)
 a = Jarak (m)



Gambar 2. 9 Reaksi Tumpuan

2.2.4.2 Momen penampang

Momen penampang adalah momen yang terjadi pada penampang batang (di sembarang tempat), di sepanjang batang yang ditumpu. Pada setiap titik disepanjang batang dapat dihitung momen yang terjadi dengan menggunakan persamaan 2.28 di bawah ini dengan ilustrasi seperti pada gambar 2.12.

$$\sum M_A = 0. + \cup$$

$$q \cdot a - R_b \cdot (a + b) + M = 0 \quad (2.28)$$

Keterangan :

q = Beban/Gaya (N)

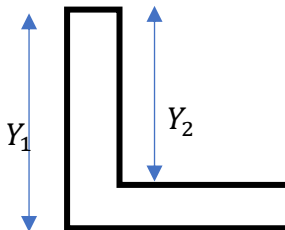
R_b = Reaksi tumpuan (N)

a, b = Jarak (m)

M = Momen Bending (N)

2.2.4.3 Profil L

Profil adalah batang yang digunakan pada konstruksi, ada beberapa jenis profil yang digunakan pada pembuatan konstruksi mesin yaitu profil L, profil I, Profil U, dan lain-lain. Kekuatan profil yang digunakan pada konstruksi dapat dihitung menggunakan persamaan 2.29 di bawah ini, dengan ilustrasi seperti pada gambar 2.10.



Gambar 2. 10 Profil L

$$y = \frac{\Sigma(A_1 \cdot Y_1) - (A_2 \cdot Y_2)}{(A_1 - A_2)} \quad (2.29)$$

Dimana :

$$\begin{array}{ll} A_1 & = \text{Luasan Besar (m}^2\text{)} \\ Y_1 & = \text{Panjang Besar (m)} \end{array} \quad \begin{array}{ll} A_2 & = \text{Luasan Kecil (m}^2\text{)} \\ Y_2 & = \text{Panjang Kecil (m)} \end{array}$$

2.2.4.4 Momen Inersia Balok Besar dan Kecil

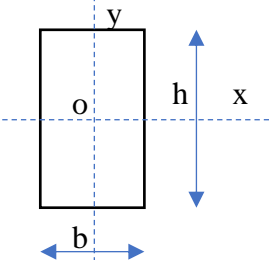
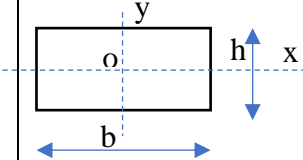
Momen inersia adalah momen yang terjadi pada batang yang ditumpu. Pada setiap batang dapat dihitung momen inersia yang terjadi, dengan melihat pada tabel 2.5 untuk nilai momen inersia awal dan persamaan 2.30 di bawah ini.

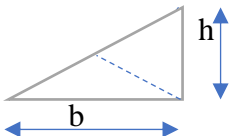
$$I_1 = I_0 + (A_1 \cdot Y_1^2) \quad (2.30)$$

Dimana :

$$\begin{array}{ll} I_1 & = \text{Momen Inersia dicari} \\ A_1 & = \text{Luasan Besar (m}^2\text{)} \end{array} \quad \begin{array}{ll} I_0 & = \text{Momen Inersia awal} \\ Y_1 & = \text{Panjang Besar (m)} \end{array}$$

Tabel 2. 5 Momen Inersia pada Balok

No	Bentuk Penampang	Luas Penampang (A), Momen Inersia (I) Pusat Berat (c), Momen Tahanan (W)
1		$A = b \cdot h$ $I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$ $I_y = \frac{b^3 \cdot h}{12}$ $W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$ $W_y = \frac{b^2 \cdot h}{6}$ $c = \frac{b}{2}$
2		$A = b \cdot h$ $c = \frac{b}{2}$
3		$A = \frac{b \cdot h}{2}$

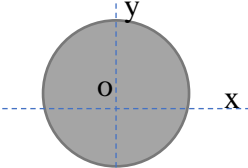
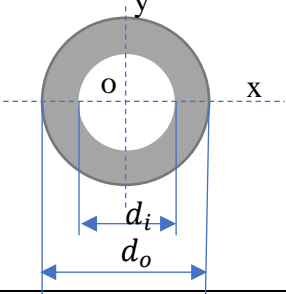
		$c = \frac{b}{3}$
--	---	-------------------

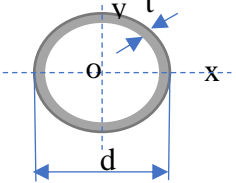
2.2.4.5 Momen inersia batang

Momen inersia batang adalah momen yang terjadi pada batang yang ditumpu. Pada setiap batang dapat dihitung momen inersia yang terjadi, dengan melihat pada tabel 2.6 untuk nilai inersia awal dan persamaan 2.31 di bawah ini.

$$I_x = I_1 - I_2 \tag{2.31}$$

Tabel 2 6 Momen Inersia Pada Batang

No	Bentuk Penampang	Luas Penampang (A) Momen Inersia (I) Pusat Berat (c) Momen Tahanan (W)
1		$A = \frac{\pi d^2}{4}$ $I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64}$ $W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32}$
2		$A = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)$ $I_x = I_y = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)$ $W_x = W_y = \frac{\pi}{32} (\frac{d_o^4 - d_i^4}{d_o})$
3		$A = 2. \pi. t. \frac{d}{2} = \pi. t. d$

		$I_x = I_y = \frac{\pi.t.d^3}{8}$ $W_x = W_y = \frac{\pi.t.d^2}{4}$
--	---	---

2.2.4.6 Besar tegangan geser yang diijinkan

Tegangan geser yang diijinkan adalah tegangan geser pada batang yang di iijinkan, jika tegangan geser yang di iijinkan lebih besar dari pada momen tegangan geser pada konstruksi maka konstruksi aman atau kuat menahan beban yang diterima. Besar tegangan geser yang diijinkan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.32 di bawah ini.

$$\tau = \frac{T.r}{I_x} \quad (2.32)$$

Keterangan :

τ = Tegangan geser T = Momen punter
 r = Jari-jari silinder I = Momen Inersia Batang

2.2.5 Anthropometri

Anthropometri adalah suatu studi yang berkaitan dengan pengukuran dimensi tubuh manusia. Manusia pada dasarnya memiliki bentuk, ukuran (tinggi, lebar, dan sebagainya), berat dan lain-lain yang berbeda satu dengan yang lainnya. Anthropometri secara luas akan digunakan sebagai pertimbangan-pertimbangan ergonomis dalam proses perancangan (design) produk maupun sistem kerja yang akan memerlukan interaksi manusia. Pengambilan data dapat dibedakan menjadi 2 bagian, yaitu :

2.2.5.1 Jenis Anthropometri

Berdasarkan tugas akhir karangan eko putro pada tahun 2009, dijelaskan bahwa jenis data anthropometri dibagi menjadi 2 macam :

A. Anthropometri statis (dimensi *structural*)

Pengukuran tubuh pada posisi statis atau diam dan linier pada permukaan tubuh. Ada beberapa faktor yang mempengaruhi dimensi tubuh manusia, yaitu :

- a. Umur, tubuh manusia akan berkembang mulai umur 0 – 20 tahun bagi pria dan 17 tahun bagi wanita. Sedangkan cenderung berkurang setelah umur 60 tahun
- b. Jenis kelamin, pria cenderung memiliki dimensi tubuh yang lebih besar kecuali dada dan pinggul
- c. Suku bangsa
- d. Sosio-ekonomi, bergantung gizi yang dikonsumsi
- e. Pekerjaan

B. Anthropometri Dinamis (dimensi fungsional)

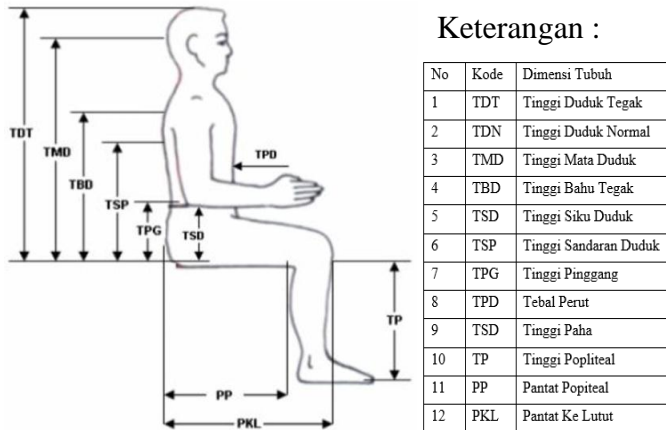
Sesuai dari namanya yaitu dinamis, maka pengukuran ini dilakukan pada posisi-posisi kerja atau selama pergerakan yang diperlukan oleh suatu pekerjaan. Pengukuran dimensi statis lebih mudah daripada pengukuran dinamis.

2.2.5.2 Skema Anthropometri

Informasi tentang macam anggota tubuh yang perlu diukur untuk membuat rancangan baru produk-produk pengolahan hasil pertanian.

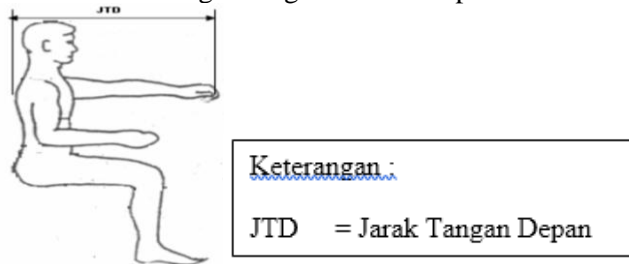
a. Posisi duduk samping

Pengukuran dimensi tubuh yang dibutuhkan saat perancangan merupakan posisi tubuh saat duduk dengan menghadap kesamping. Ilustrasi dapat dilihat pada gambar 2.11 dan gambar 2.12



Gambar 2. 11 Posisi Tubuh Duduk Menghadap samping
[Putro, 2009]

b. Posisi duduk dengan tangan lurus kedepan.S



Gambar 2. 12 Posisi Duduk dengan Tangan Lurus Kedepan
[Putro, 2009]

2.2.5.3 Data Anthropometri

Data-data anthropometri yang dibutuhkan adalah tinggi duduk tegak, tinggi siku duduk, tinggi popliteal, jarak tangan dengan, dan lebar tangan. Data-data tersebut membantu membuat rangka perancangan perajang bahan baku keripik tersebut. Data yang digunakan merupakan nilai rata-rata manusia, nilai keseragaman, nilai batas atas dan batas bawah yang digunakan untuk toleransi serta nilai persentil/nilai keyakinan 90%. Lihat tabel 2.7, dan tabel 2.8.

Tabel 2 7 Hasil Keseragaman Data Anthropometri [Putro, 2009]

No	Deskripsi Data	\bar{X} (cm)	σ	BTA	BTB	Kesimpulan
1	Tinggi duduk tegak	86.9	2.27	91.51	82.45	Data seragam
2	Jarak tangan depan	67.4	4.40	76.26	58.66	Data seragam
3	Lebar tangan	8.53	1.39	11.28	5.75	Data seragam
4	Tinggi siku duduk	18.56	1.17	20.9	16.22	Data seragam
5	Tinggi popliteal	40.8	1.48	43.76	37.84	Data seragam

Tabel 2 8 Hasil Perhitungan Persenti/nilai keyakinan 90% [Putro, 2009]

No	Deskripsi data	P-5	P-95
1	Tinggi duduk tegak	83.21	90.70
2	Jarak tangan depan	60.22	-
3	Lebar tangan	6.22	10.78
4	Tinggi siku duduk	-	17.73
5	Tinggi popliteal	38.77	43.24

2.3 *Rapid Upper Limb Assessment (RULA)*

Rapid Upper Limb Assessment (RULA) adalah suatu metode penilaian terhadap bagian tubuh dan otot seorang saat beraktivita, yang diukur dengan tingkat risiko cedera (*degree of unjury risk*). RULA banyak diterapkan untuk mengevaluasi ergonomic suatu produk.

Langkah-langkah RULA ada tiga (3) tahapan. Seperti yang dipaparkan pada table 2.9.

Tabel 2 9 Tahapan Aplikasi Metode RULA [I Made London Batan, 2012]

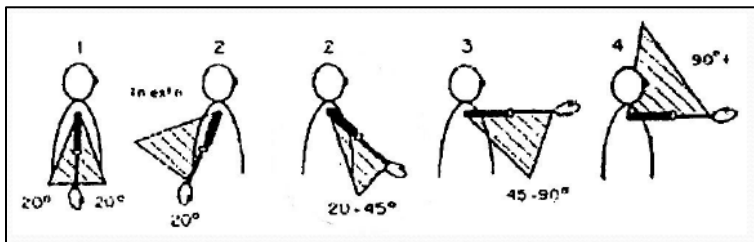
Langkah	Uraian
1	Penilaian postur kerja tubuh
2	Penilaian kelompok postur kerja tubuh
3	Penjumlahan nilai total

2.3.1 Penilaian Postur Kerja Tubuh

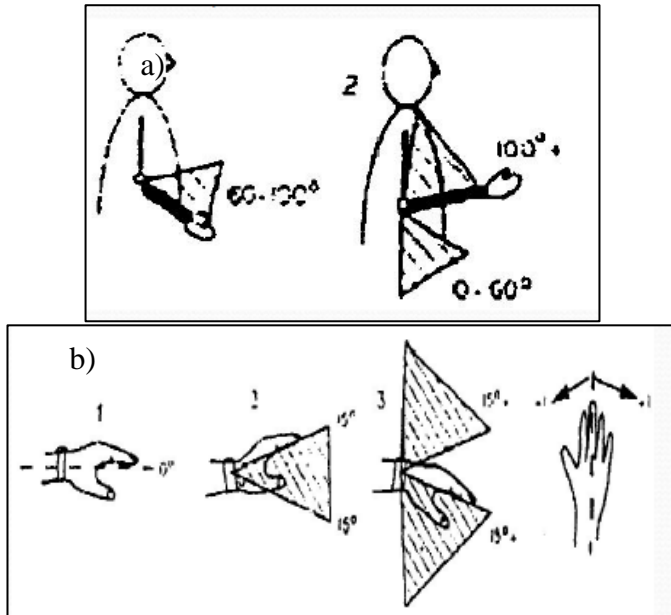
Metode RULA dilengkapi dengan diagram tubuh dengan output berupa nilai yang menunjukkan tingkat resiko cedera. Gerakan bagian tubuh dibagi menjadi 2 grup yaitu grup A yang terdiri dari lengan atas, lengan bawah, dan pergelangan tangan. Sedangkan grup B terdiri dari leher, punggung, dan kaki (paha). Rentang nilai risiko yang diberikan antara 1 sampai 4. Nilai 1 menunjukkan resiko terkecil, sedangkan nilai 4 menunjukkan resiko terbesar.

a. Penilaian Risiko Cedera pada Grup A

Penilaian risiko grup A tergolong dari lengan atas, lengan bawah, dan pergelangan tangan. Risiko pada lengan atas terjadi akibat 4 jenis gerakan, gerakan-gerakan tersebut akan ditunjukkan pada gambar 2.13. Lengan bawah memiliki 2 macam cedera akibat pergerakan yang akan ditunjukkan pada gambar 2.14a Sedangkan risiko cedera terakhir pada grup A terdapat pada pergelangan tangan. Pergelangan tangan memiliki 3 cedera akibat pergerakan yang akan dijabarkan pada gambar 2.14b Selain itu, pergelangan tangan puntir juga memiliki cedera akibat memutar, nilai cedera dapat dilihat pada Tabel 2.10.



Gambar 2. 13 Diagram Cedera pada Lengan Atas



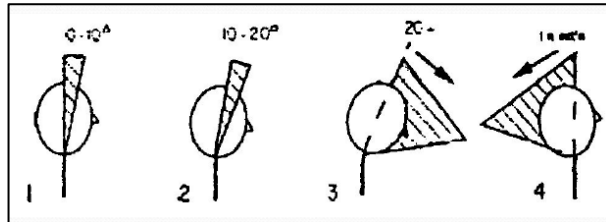
Gambar 2. 14 Diagram Cedera a) pada Lengan Bawah,b) pada Pergelangan Tangan

Tabel 2 10 Analisa Cedera pada Pergelangan Tangan Akibat Puntiran

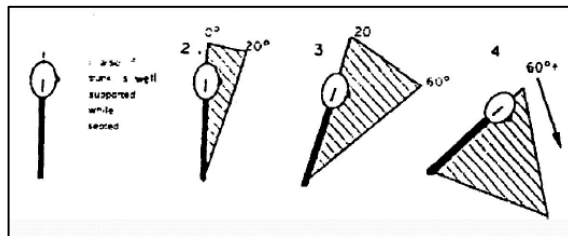
Jenis Gerakan Pergelangan Tangan	Nilai Risiko
Berada dalam arah tengah dari puntiran	1
Berada dekat dari akhir jangkauan pergelangan tangan	2

b. Penilaian Risiko Cedera pada Grup B

Penilaian cedera pada grup B ini dimulai dengan cedera leher yang ditunjukkan pada gambar 2.15. Cedera leher ini memiliki 4 tingkat penilaian. Risiko cedera kedua merupakan cedera pada punggung, ada 4 rentang cedera pada punggung yang ditunjukkan pada gambar 2.16. Sedangkan cedera terakhir pada grup B ini terdapat pada kaki, dimana cedera pada kaki ada 2 macam nilai. Nilai-nilai tersebut dapat dilihat pada tabel 2.11



Gambar 2. 15 Diagram Cedera pada Leher



Gambar 2. 16 Diagram Cedera pada Punggung

Tabel 2.11 Analisa Cedera pada Kaki

Jenis Cedera	Nilai Risiko
Kaki dan telapak kaki didukung dengan baik pada saat duduk dengan berat pada keadaan setimbang	1
Orang berdiri dengan berat tubuhnya sendiri dan terdistribusi pada kedua kaki dengan setimbang	1
Kaki dan telapak kaki tidak didukung atau berat tubuh tidak setimbang	2

2.3.2 Penilaian Kelompok Postur Kerja Tubuh

Penilaian kelompok ini dilakukan setelah penilaian terhadap postur kerja. Ada beberapa tahap penilaian, diantaranya :

a. Nilai Kelompok A dan B

Penilai kelompok A dan B dapat dipandu pada tabel 2.12 dan tabel 2.13

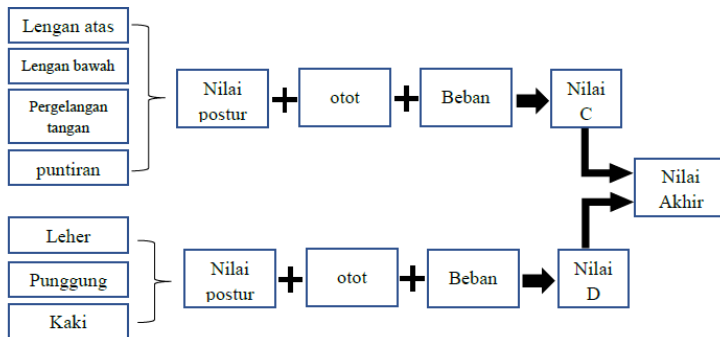
Tabel 2 12 Matrik untuk Mencari Nilai Pergelangan Tangan
[Batan, 2012]

Le nga n ata s	Le nga n ba wa h	Nilai Pergelangan Tangan							
		1		2		3		4	
		Pun tira n	Pun tira n	Pun tira n	Pun tira n	Pun tira n	Pun tira n	Pun tira n	Pun tira n
		1	2	1	2	1	2	1	2
1	1	1	2	2	2	2	3	3	3
	2	2	2	2	2	3	3	3	3
	3	2	3	3	3	3	3	4	4
2	1	2	3	3	3	3	4	4	4
	2	3	3	3	3	3	4	4	4
	3	3	4	4	4	4	4	5	5
3	1	3	3	4	4	4	4	5	5
	2	3	4	4	4	4	4	5	5
	3	4	4	4	4	4	5	5	5
4	1	4	4	4	4	4	5	5	5
	2	4	4	4	4	4	5	5	5
	3	4	4	4	5	5	5	6	6
5	1	5	5	5	5	5	6	6	7
	2	5	6	6	6	6	7	7	7
	3	6	6	6	7	7	7	7	8
6	1	7	7	7	7	7	8	8	9
	2	8	8	8	8	8	9	9	9
	3	9	9	9	9	9	9	9	9

Tabel 2 13 Matrik untuk Mencari Nilai Batang Leher [Batan, 2012]

Nilai postur leher	Nilai Postur Punggung											
	1		2		3		4		5		6	
	Kaki		Kaki		Kaki		Kaki		Kaki		Kaki	
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
1	1	3	2	3	3	4	5	5	6	6	7	7
2	2	3	2	3	4	5	5	5	6	7	7	7
3	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	7	7
4	5	5	5	6	6	7	7	7	7	7	8	8

5	7	7	7	7	7	8	8	8	8	8	8	8
6	8	8	8	8	8	8	8	9	9	9	9	9



Gambar 2. 17 Diagram Alir Penilai Kelompok Postur Tubuh Kerja

b. Nilai Sistem Otot

Nilai risikopada otot akibat adanya gerakan atau aktivitas yang membebani otot dapat dilihat pada tabel 2.14.

Tabel 2 14 Risiko pada otot Akibat Pergerakan [Batan, 2012]

Jenis gerakan postur tubuh	Nilai risiko
Berulang-ulang kurang dari 4 kali tiap menit	0
Gerakan statis(bertahan lama lebih dari 1 menit)	1
Berulang-ulang lebih dari 4 kali tiap menit	2

c. Beban/Gaya Berat

Penilaian terhadap bagian tubuh yang bergerak dan menerima beban sangat bergantung dari jenis beban dan lamanya beban tersebut bekerja. Lihat tabel 2.15

Tabel 2 15 Risiko Cedera akibat Beban/Gaya Berat [Batan, 2012]

Jenis/Besar Beban	Nilai Risiko
Tidak ada tahanan atau gaya/beban intermitten kurang dari 2kg	0
Gaya/beban intermitten 2-10 kg	1

a. Beban statil 2-10 kg	2
b. Beban/gaya berulang 2-10 kg	
a. 10 kg atau lebih beban static	3
b. 10 kg atau lebih beban berulang	
c. Beban kejut atau gaya tiba-tiba	

2.3.3 Penjumlahan Nilai Total

Nilai risiko cedera tubuh total sering disebut nilai akhir. Nilai akhir ini mulai dari 1-7. Nilai tersebut didapatkan dari evaluasi nilai C dan nilai D. Penjumlahan nilai C dan nilai D dapat dilihat pada tabel 2.16 dan penjelasan nilai total dapat dilihat pada tabel 2.17

Tabel 2 16 Nilai Total berdasarkan Nilai C dan Nilai D [Batan, 2012]

Nilai C	Nilai D							
		1	2	3	4	5	6	7
1	1	2	3	3	4	4	5	5
2	2	2	3	4	4	5	5	5
3	3	3	3	4	4	5	6	6
4	3	3	3	4	5	6	6	6
5	4	4	4	5	6	7	7	7
6	4	4	5	6	6	7	7	7
7	5	5	6	6	7	7	7	7
8	5	5	6	7	7	7	7	7

Tabel 2 17 Nilai Tingkat Resiko Cedera dan Artinya [Batan, 20012]

Rentang Nilai	Keterangan
1 dan 2	Diterima
3 dan 4	Dibutuhkan investigasi dan perubahan gerakan atau perlu perbaikan sistem
5 dan 6	Segera dilakuka investigasi
7	Investigasi dan perubahan harus dilakukan

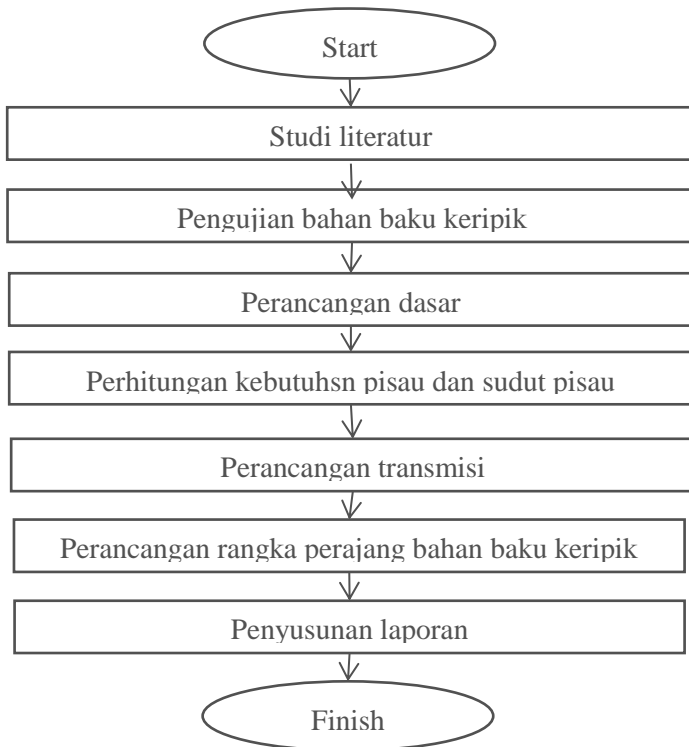
(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

Pada bab metodologi ini, menjelaskan mengenai tahapan-tahapan yang perlu dilakukan saat perancangan alat perajang bahan baku keripik. Mulai dari tahapan general sampai pada tahapan-tahapan yang lebih detail.

3.1 Tahapan Pengerjaan

Flowchart dari tahapan-tahapan pengerjaan untuk merancang perajang bahan baku keripik.



Gambar 3. 1 *Flowchart* Tahapan Pengerjaan

Proses rancang bangun perajang bahan baku keripik ini memerlukan perencanaan yang matang, untuk itu perlu dilakukan pembagian tahap-tahap pengerjaan beserta alokasi waktu yang diperlukan agar perancangan ini berjalan lancar dan selesai tepat waktu. Secara umum pengerjaan tugas akhir ini dibagi sebagai berikut :

1. Studi literatur
2. Pengujian bahan baku keripik
3. Perancangan Dasar
4. Perhitungan kebutuhan pisau dan sudut pisau
5. Perancangan transmisi
 - a. Perancangan piringan pisau potong
 - b. Perancangan sabuk-V dan puli
 - c. Perancangan poros
 - d. Perancangan pasak
 - e. Perancangan *bearing*
 - f. Perancangan kopling
6. Perancangan Rangka Perajang Bahan Baku Keripik
7. Penyusunan laporan

Tahapan-tahapan pada pengerjaan tugas akhir akan dijelaskan pada sub-bab tersendiri.

3.1.1 Studi Literatur

Tahap ini merupakan proses pencarian data dan referensi yang digunakan sebagai acuan pada proses perancangan sekaligus memperkuat ide yang sudah ada. Literatur yang digunakan berupa buku, jurnal, laporan tugas akhir, dan beberapa artikel dari internet. Data yang diperoleh berupa gambaran umum tentang alat pemotong, cara kerja, dan data-data apa saja yang digunakan dalam perancangan.

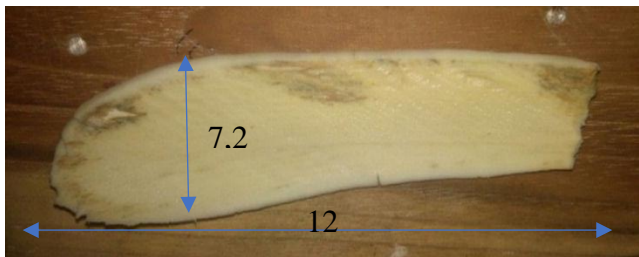
3.1.2 Pengujian Bahan Baku Keripik

Pengujian bahan baku keripik dilakukan untuk mendapatkan nilai gaya potong, diameter dan panjang dari bahan baku. Pengujian ini dilakukan dengan menggunakan

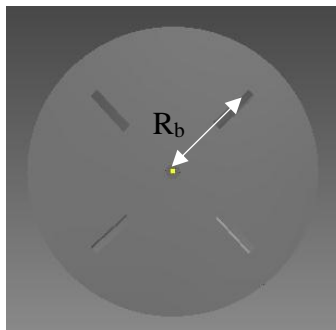
neraca pegas untuk mengetahui nilai gaya potong bahan baku, dan menggunakan penggaris serta *meteran* untuk mengetahui panjang dan keliling bahan baku keripik. Cara pengukurannya dimulai dengan mengaitkan neraca pegas pada kepala pengujian, setelah bahan baku ditaruh didalam kepala pengujian lalu neraca pegas ditarik secara perlahan. Pengujian dapat dilihat pada gambar 3.2 dan *Flowchart* pengujian dari bahan baku keripik yang akan digunakan dapat dilihat pada gambar 3.5.



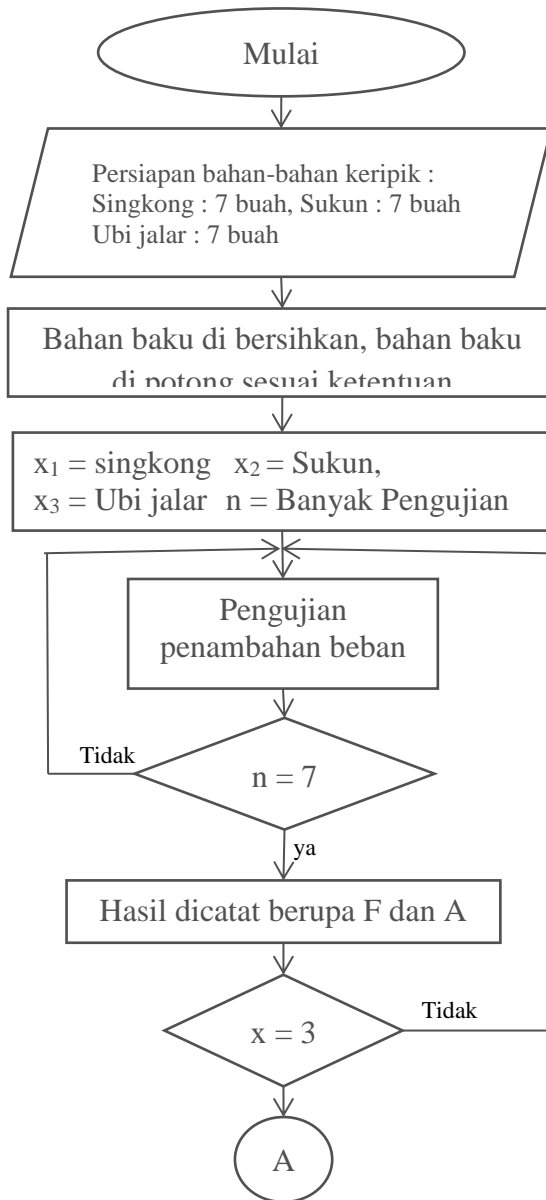
Gambar 3. 2 Pengujian Bahan Baku Keripik

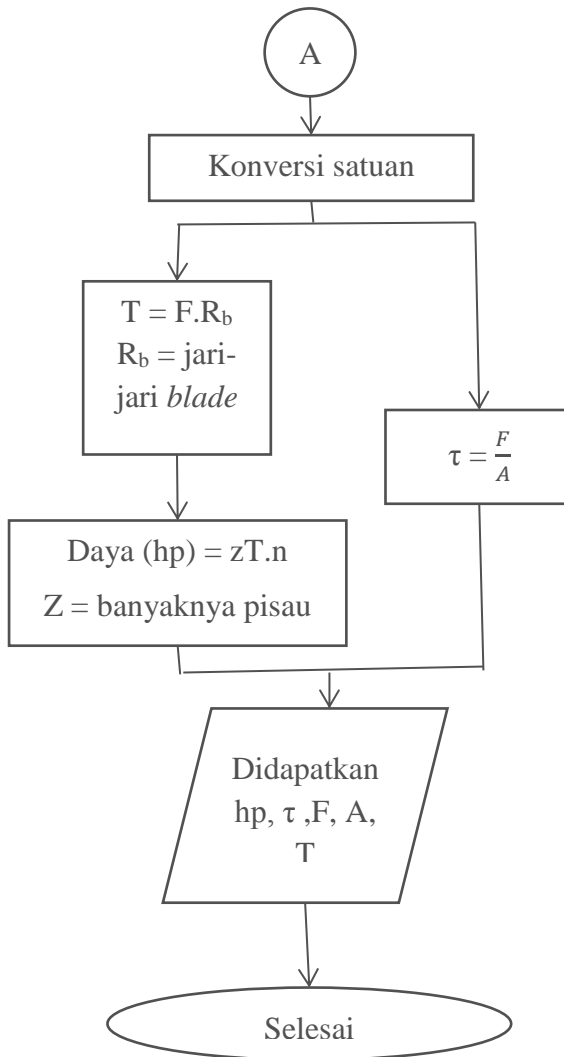


Gambar 3. 3 Luas Setelah pemotongan



Gambar 3. 4 Analisa Panjang jari-jari blade dan jarak R_b

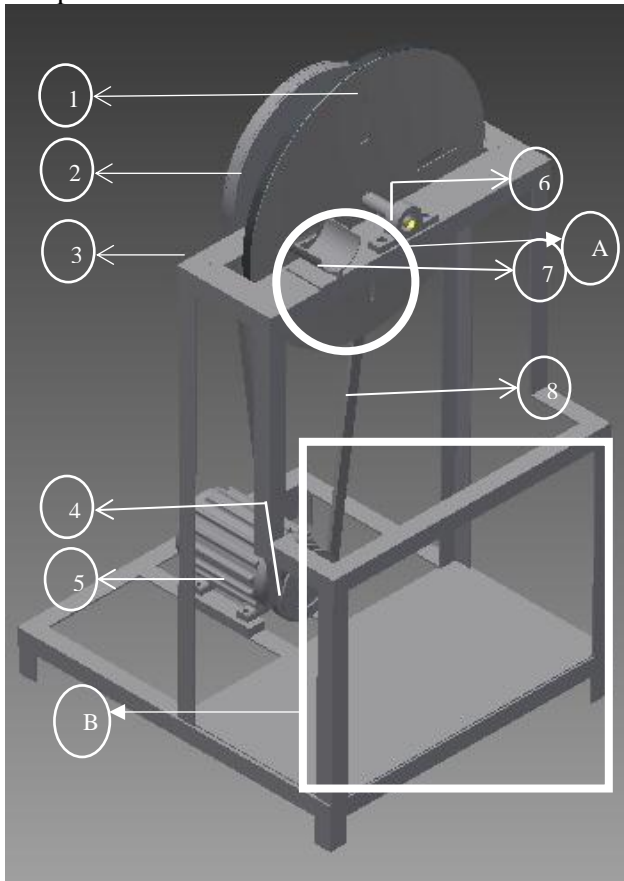




Gambar 3. 5 *Flowchart* Pengujian Bahan Baku Keripik

3.1.3 Perancangan Dasar

Pada perancangan dasar ini, akan ditunjukkan skema awal dari perancangan perajang bahan baku keripik terlihat pada gambar 3.6, dan fungsi dari bagian-bagian perajang bahan baku keripik tersebut.

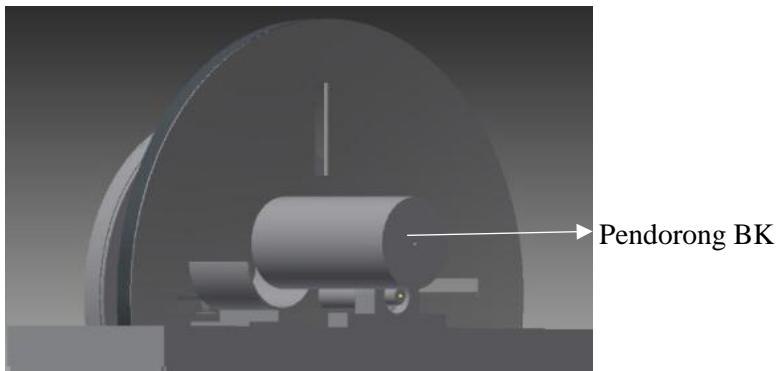


Gambar 3. 6 Skema Awal Perajang Bahan Baku Keripik
Keterangan dari gambar 3.6 sebagai berikut :

1. *Blade* (tempat pisau)
2. *Head Pulley*
3. Rangka

4. *Tail Pulley*
5. *Motor*
6. *Bearing*
7. Tempat masuknya Bahan baku keripik
8. *Pulley*

Perbesaran A dan B dari gambar 3.7 dapat dilihat pada gambar 3.8 dan gambar 3.6, dimana gambar tersebut menjelaskan posisi input dan output dari alat ini



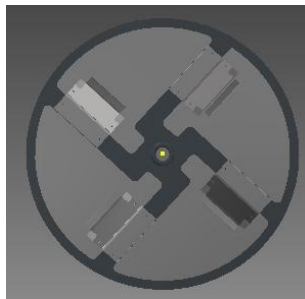
Gambar 3. 7 *Input* Alat Perajang Bahan Baku Keripik



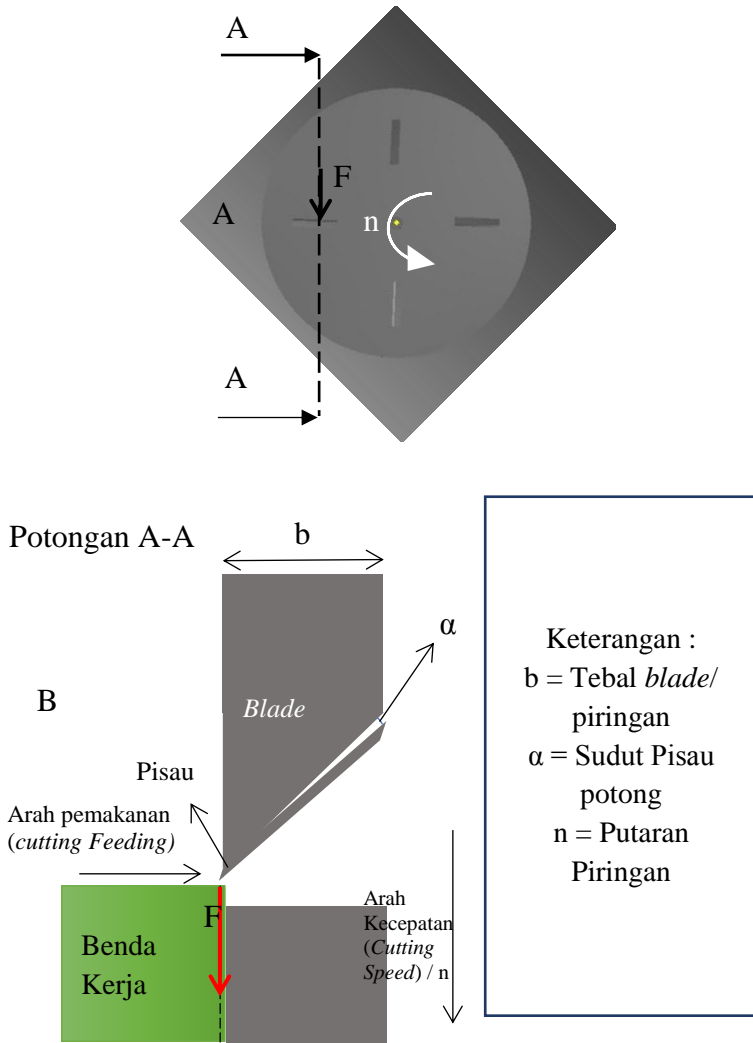
Gambar 3. 8 *Output* Alat Perajang Bahan Baku Keripik

3.1.4 Perhitungan Kebutuhan Pisau dan Sudut Pisau

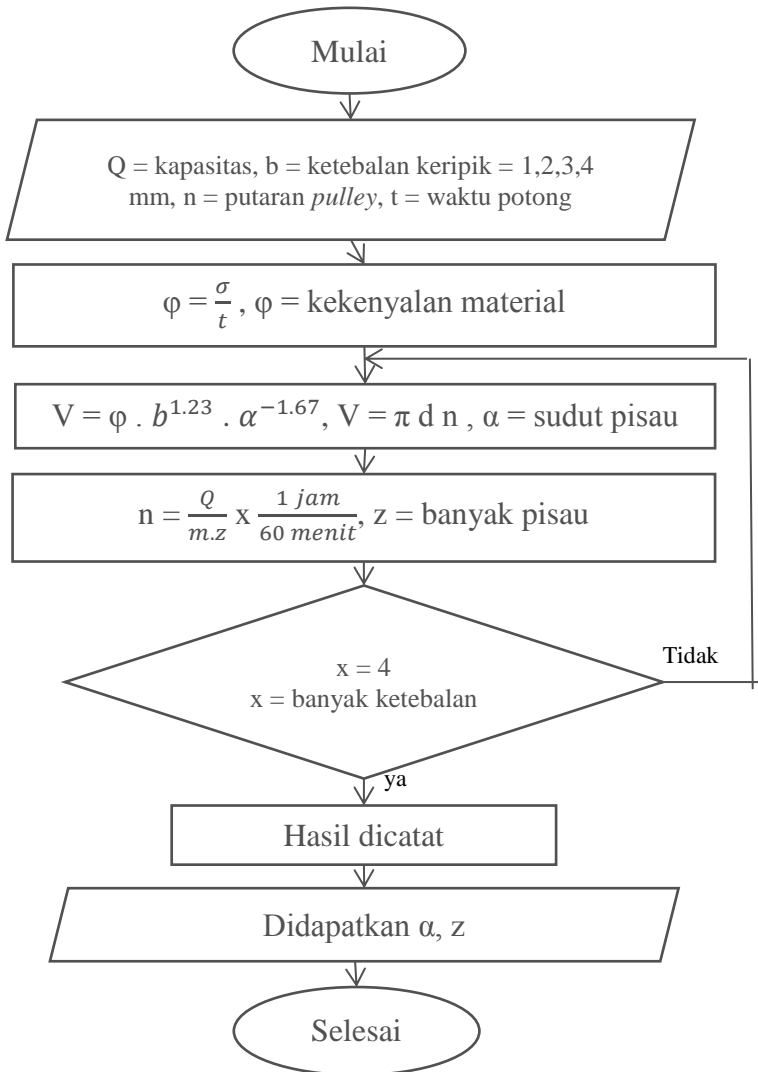
Perajang bahan baku keripik sangat erat hubungannya dengan kebutuhan pisau. Kebutuhan jumlah pisau dianalisis untuk memenuhi kapasitas yang diinginkan dengan ketebalan potong yang sudah ditentukan. Skema awal pada pembuatan pisau dapat dilihat pada gambar 3.9 dan gambar 3.10 sedangkan untuk *flowchart* perhitungannya dapat dilihat pada gambar 3.11. Ilustrasi *free body diagram* dapat dilihat pada gambar 2.9



Gambar 3. 9 *Blade* Tampak Belakang



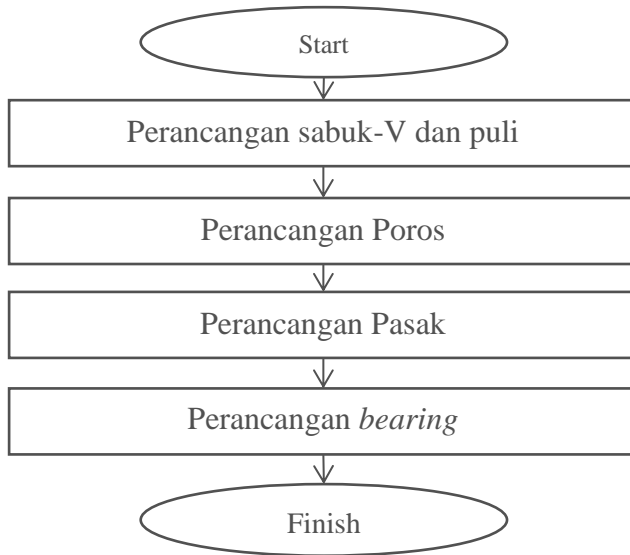
Gambar 3. 10 Pisau dan Benda kerja a Pisau tampak Depan, b. tampak samping kanan potongan A-A



Gambar 3. 11 *Flowchart* Perhitungan Kebutuhan Pisau dan Sudut Pisau

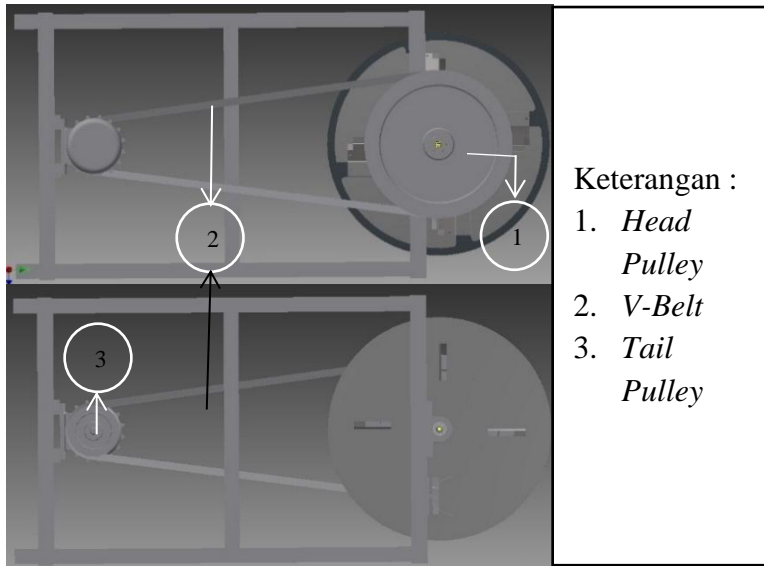
3.1.5 Perancangan Transmisi

Flowchart perhitungan transmisi dapat dilihat seperti pada gambar dibawah ini dengan rancangan seperti pada gambar 3.12.



Gambar 3. 12 *Flowchart* Perancangan Transmisi

Pada tahap perancangan transmisi ini, ada beberapa perancangan yang akan dilakukan, dimulai dari perancangan *belt* dan *pulley* sesuai dengan daya yang didapatkan dari sumber daya dan untuk daya yang dibutuhkan oleh alat, perancangan poros yang sesuai dengan panjang yang dibutuhkan, perancangan pasak, perancangan *bearing*, dan yang terakhir perancangan kopling, dilakukan perancangan kopling ini apabila benar-benar dibutuhkan.

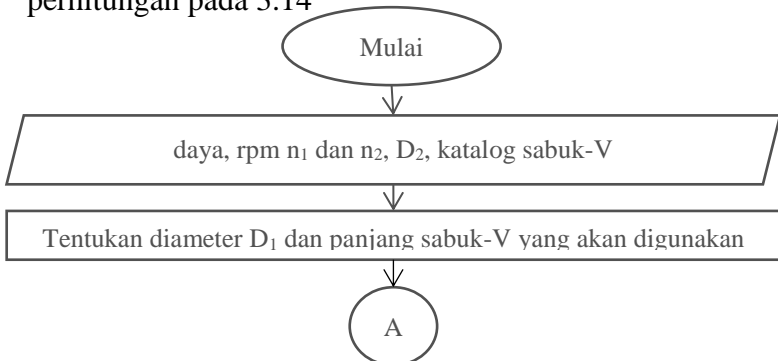


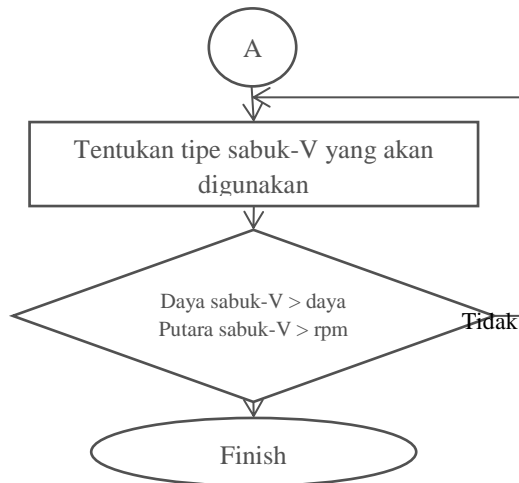
Gambar 3. 13 Gambar Awal Perancangan Transmisi

Tahapan-tahapan pembuatan transmisi pada rancang bangun perajannng bahan baku keripik dapah dijabarkan sebagai berikut :

a. *Flowchart* Perancangan sabuk-V dan puli

Data yang dibutuhkan saat perancangan sabuk-V dan puli adalah diameter D_2 , putaran n_2 , daya, dan putaran n_1 . Dapat diperjelas pada gambar 3.13 dengan *flowchart* perhitungan pada 3.14

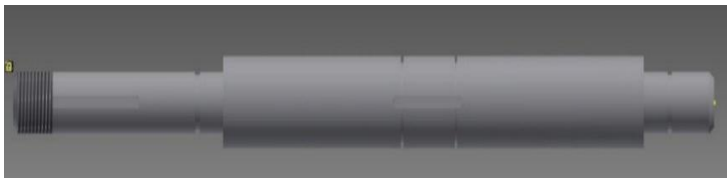




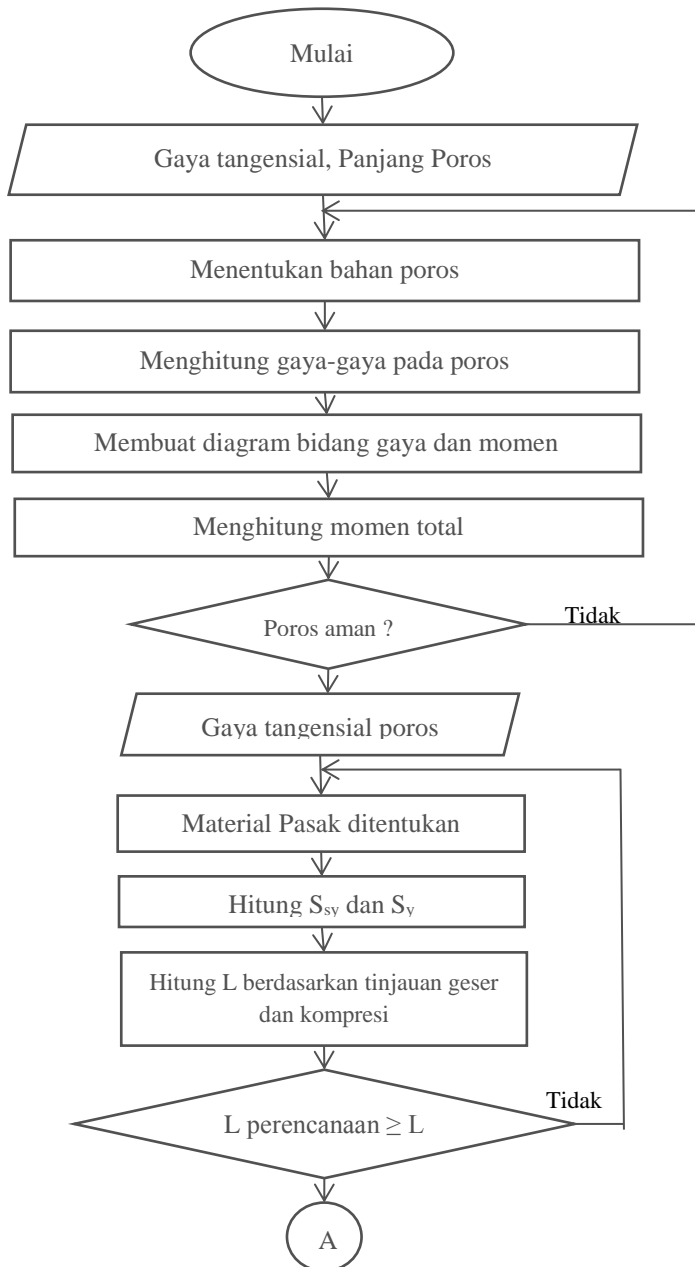
Gambar 3. 14 *Flowchart* Perhitungan V-Belt dan *Pulley*

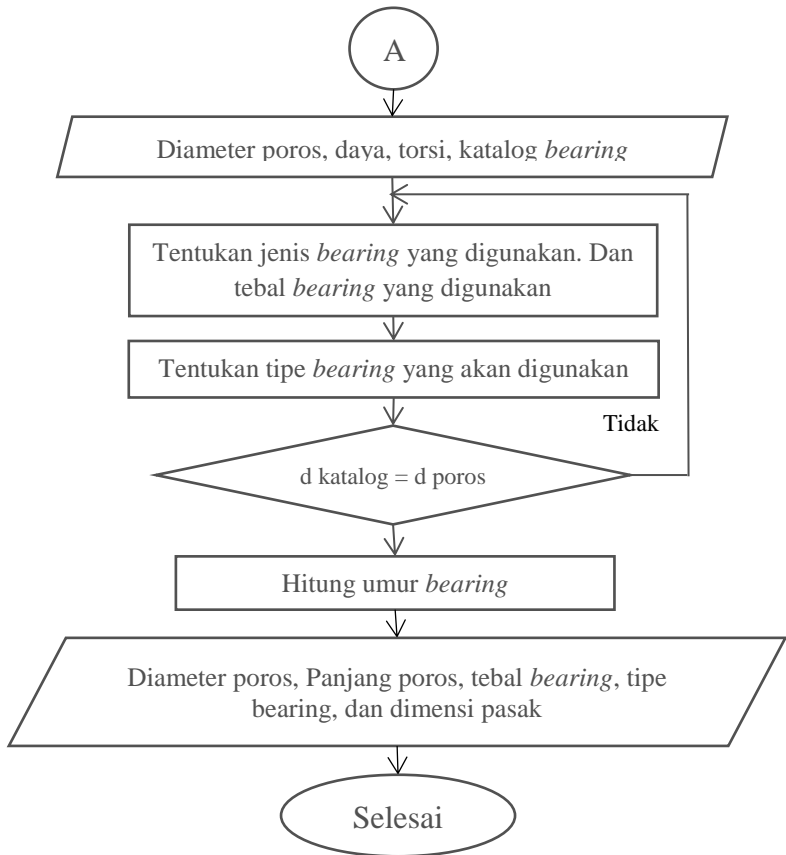
b. *Flowchart* Perancangan poros, *Bearing*, dan Pasak

Data awal yang dibutuhkan untuk perancangan ini berupa gaya tangensial, Panjang poros, daya, torsi, dan katalog *bearing*. Diagram allir dapat dilihat pada gambar 3.16. Sedangkan gambar awal poros dapat dilihat pada gambar 3.15 sedangkan gambar 3.17a dan gambar 3.17b merupakan gambar awal *bearing*.

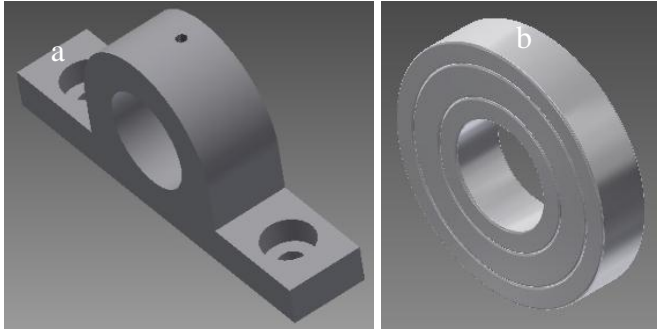


Gambar 3. 15 Rancangan Awal Poros





Gambar 3. 16 *Flowchart* Perancangan poros, *Bearing*, dan Pasak

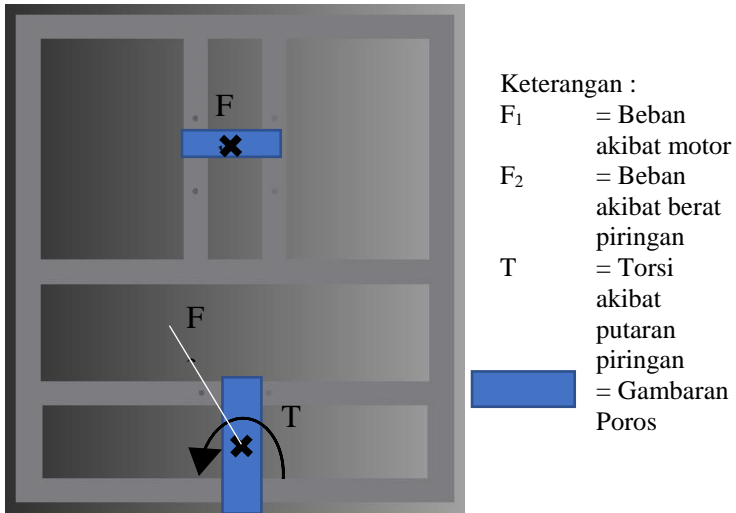


Gambar 3. 17 Desain a. rumah bearing, b. bearing

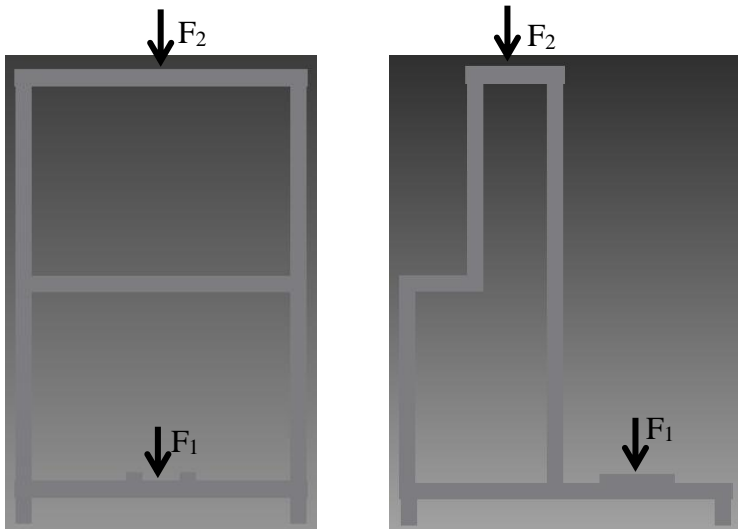
3.1.6 Perancangan Rangka Perajang Bahan Baku Keripik

Perancangan rangka yang dibutuhkan pada pembuatan alat perajang bahan baku keripik dengan cara mempertimbangkan dimensi alat yang akan dirancang dari tinggi, panjang, dan lebar. Tinggi yang diinginkan sesuai tinggi duduk manusia seperti pada gambar 2.12 dan gambar 2.13.

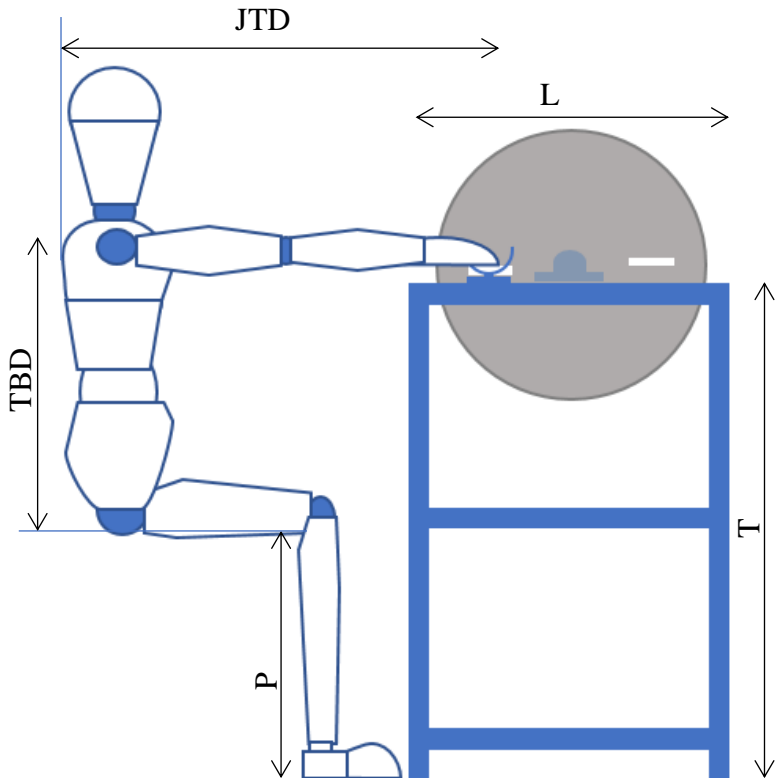
Desain awal rangka yang diinginkan sebagai gambar 3.6 dan ilustrasi rangka dengan dimensi operator dapat dilihat pada gambar 3.20, dengan *flowchart* pembuatan rangka pada gambar 3.21 dan keterangan pembebanan pada gambar 3.18 dan gambar 3.19.



Gambar 3. 18 Tinjauan Beban pada Rangka Tampak Atas



Gambar 3. 19 Tinjauan Beban pada Rangka Tampak Depan dan Tampak Samping Kanan

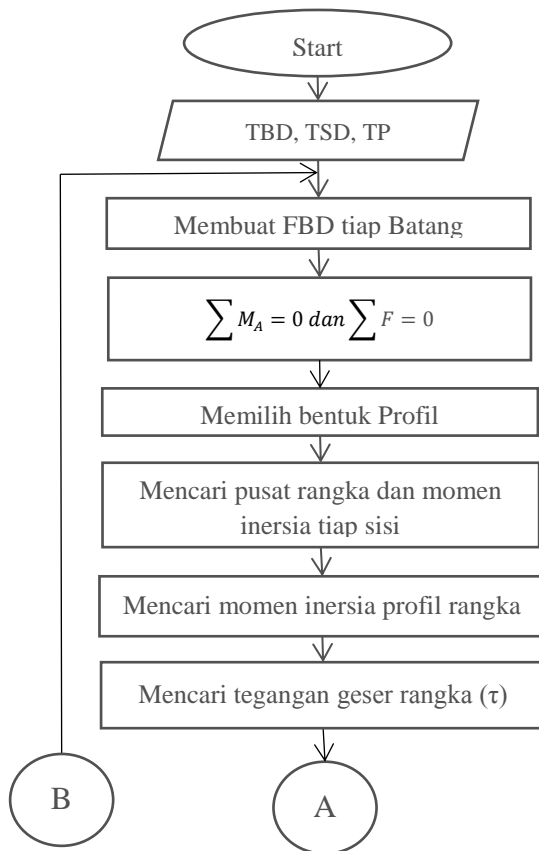


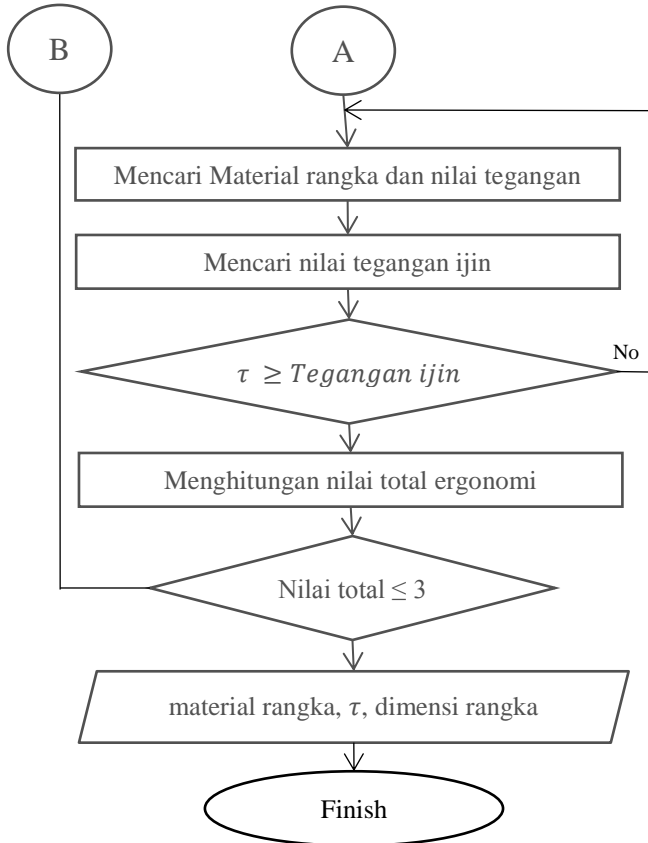
Gambar 3. 20 Ilustrasi Perancangan Antara Postur Operator dengan Alat untuk Mencari Nilai Ergonomi

Keterangan pada gambar 3.20 dapat dilihat seperti dibawah ini:

- L = Lebar Rangka
- T = Tinggi Rangka
- TBD = Tinggi Bahu Tegak
- PP = Panjang Popliteal

JTD = Jarak Tangan Depan





Gambar 3. 21 Flowchart Perhitungan dan Perencanaan Rangka

BAB IV

ANALISIS DAN PERHITUNGAN

4.1 Hasil dan Data Percobaan Bahan Baku Keripik

Bahan baku keripik yang akan digunakan berupa ketela pohon/singkong/ubi kayu, ketela rambat/ubi jalar/bolet, dan sukun. Bahan-bahan tersebut akan kami uji supaya mendapatkan ukuran fisik, gaya potong, dan luas bahan baku setelah dipotong.

Sampel dari ketela pohon diambil dari 1 petak kebun ukuran 10x10 meter dengan kondisi tanah gembur. Sampel diambil sebanyak 2 batang untuk diukur penampilan fisiknya serta diringkas dalam tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Dimensi Bahan Baku Keripik berupa Ketela Pohon

Pohon ke-	No	$X =$ Panjang (cm)	$Y =$ Diameter (cm)	\bar{X}	\bar{Y}
1	1	24	4.46	28.5	5.19
	2	27	5.25		
	3	34	6.05		
	4	32.5	4.77		
	5	25	5.41		
2	1	37	6.05	31.2	5.29
	2	35.5	5.25		
	3	21	4.77		
	4	22.5	4.30		
	5	40	6.05		
\bar{X}				29.85	
\bar{Y}					5.24

Berdasarkan tabel 4.1 didapatkan bahwa nilai panjang ketela pohon bermacam-macam, yang terpanjang sebesar 40cm dan yang terpendek sebesar 21cm. Selain itu, diameter yang didapatkan juga bervariasi. Diameter terbesar adalah 6.05cm, dan yang terkecil sebesar 4.30cm. Berdasarkan dimensi

tersebut, didapatkan nilai rata-rata panjang ketela pohon sebesar 29.85cm dengan diameter rata-rata sebesar 5.24cm.

Sampel dari ketela rambat diambil dari panen sebanyak 2 bungkus sebesar 1kg/bungkus. Ketela rambat diambil secara acak sebanyak 5 buah dari setiap bungkusnya. Setelah itu, Panjang dan diameter ketela rambat diukur lalu dicatat. Hasil pengukuran dapat dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4. 2 Dimensi Bahan Baku Keripik berupa Ketela Rambut

Pohon ke-	No	$X =$ Panjang (cm)	$Y =$ Diameter (cm)	\bar{X}	\bar{Y}
1	1	14.8	5.73	13.36	7.29
	2	10	9.87		
	3	18	6.37		
	4	13	7.96		
	5	11	6.53		
2	1	13.5	5.05	12.5	6.30
	2	12	6.37		
	3	10	8.28		
	4	13	5.10		
	5	14	5.73		
\bar{X}				12.93	
\bar{Y}					6.80

Berdasarkan tabel 4.2 didapatkan nilai rata-rata dari dimensi ketela rambat. Dimensi ketela rambat yang dicatat meliputi Panjang ketela rambat, diameter ketela rambat, rata-rata Panjang serta rata-rata diameter ketela rambat. 18cm merupakan nilai terbesar dari Panjang ketela rambat, sedangkan 10cm merupakan nilai terkecil dari Panjang ketela rambat. Dan didapatkan nilai rata-rata Panjang ketela rambat sebesar 12.93 cm. Diameter terbesar dari ketela rambat adalah 9.87cm, diameter ketela rambat terkecil sebesar 5.05cm, dan didapatkan nilai rata-rata diameter ketela rambat sebesar 6.80cm.

Sampel sukun diambil pada panen sukun. Dipilih secara acak 2 pohon sukun lalu diambil sebanyak 5 buah pada masing-masing buah dari pohon sukun yang telah terpilih

untuk mewakili dimensi dari sukun tersebut. Data-data dimensi sukun dapat dilihat pada tabel 4.3

Tabel 4. 3 Dimensi Bahan Baku Keripik berupa Sukun

Pohon ke-	No	$X =$ Panjang (cm)	$Y =$ Diameter (cm)	\bar{X}	\bar{Y}
1	1	18	14	16.4	13.17
	2	17	12.73		
	3	16	13.05		
	4	16	14		
	5	15	12.09		
2	1	14	14.64	14.2	15.32
	2	14	15.28		
	3	15	15.60		
	4	14	15.91		
	5	14	16.23		
\bar{X}				15.3	
\bar{Y}					14.35

Berdasarkan tabel 4.3 menunjukkan bahwa panjang dan diameter sukun tidak berbeda jauh, oleh karena itu dimensi sukun sebagian besar berbentuk seperti bola dan oval. Dimana nilai diameter terbesar adalah 15.91 cm dan yang terkecil adalah 12.09 cm. selain itu, pada tabel 4.3 menunjukkan bahwa rata-rata diameter sukun sebesar 14.35cm. Sukun yang diukur merupakan sukun berjenis besar dan masih muda, dimana sukun-sukun tersebut ukurannya lebih besar dari sukun lokal.

Langkah selanjutnya dalam pengambilan data bahan baku adalah pengujian gaya potong (F) serta luas pemotongan (A). Besar nilai gaya potong didapatkan dari beban yang dibutuhkan untuk memotong suatu benda. Contoh perhitungan gaya potong serta tegangan geser (τ) dapat dilihat pada persamaan 2.24 (data yang diuji ketela rambat pada hari pertama dan pengujian pertama). Keseluruhan data dapat dilihat pada tabel 4.4.

$$W = 1.535 \text{ Kg}, A = 0.00407 \text{ m}^2$$

$$F = W \times g$$

$$F = 1.535Kg \times 10 \frac{m}{s^2}$$

$$F = 15.35 Kg \frac{m}{s^2}$$

Tabel 4. 4 Data Nilai Gaya Potong dan Luas Hasil Pemotongan pada Bahan Baku Keripik untuk 5 Hari Pengujian

Hari ke-	Peng-ujian ke-	Ketela Pohon		Ketela Rambat		Sukun	
		$F (N)$	$A (m^2)$	$F (N)$	$A (m^2)$	$F (N)$	$A (m^2)$
1	1	28.15	0.01047	15.35	0.00407	70.70	0.00840
	2	29.35	0.01004	18.50	0.00441	69.03	0.00840
	3	29.29	0.01021	16.75	0.00502	59.00	0.00840
2	1	30.90	0.00960	22.15	0.00524	62.15	0.00960
	2	30.85	0.00900	23.20	0.00502	77.10	0.00960
	3	30.60	0.00864	20.25	0.00510	51.00	0.00960
3	1	32.40	0.00600	25.50	0.00640	Tidak terpotong	
	2	35.05	0.00650	28.00	0.00600		
	3	31.10	0.00575	26.40	0.00576		
4	1	39.60	0.00698	Tidak terpotong		Matang	
	2	39.75	0.00669				
	3	39.50	0.00681				
5	1	Tidak terpotong		Tidak terpotong		Matang	
	2						
	3						

Tabel 4.4 memaparkan nilai gaya potong dengan luas penampang pemotongan. Berdasarkan hasil tersebut nilai tegangan geser yang dibutuhkan dapat dicari dengan persamaan 2.24 seperti berikut :

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Diambil data pada hari pertama, pengujian pertama pada bahan baku ketela rambat

$$\tau = \frac{15.35}{0.00407}$$

$$\tau = 3771.50 \frac{N}{m^2}$$

Setelah mendapatkan semua nilai gaya geser, dibutuhkan nilai rata-rata pengujian (\bar{N}) pada setiap harinya. Nilai rata-rata tersebut dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut :

$\bar{N} = \frac{\Sigma \text{nilai tegangan geser}}{\text{banyaknya pengujian (n)}}$, diambil data pada pengujian ketela rambat dihari pertama.

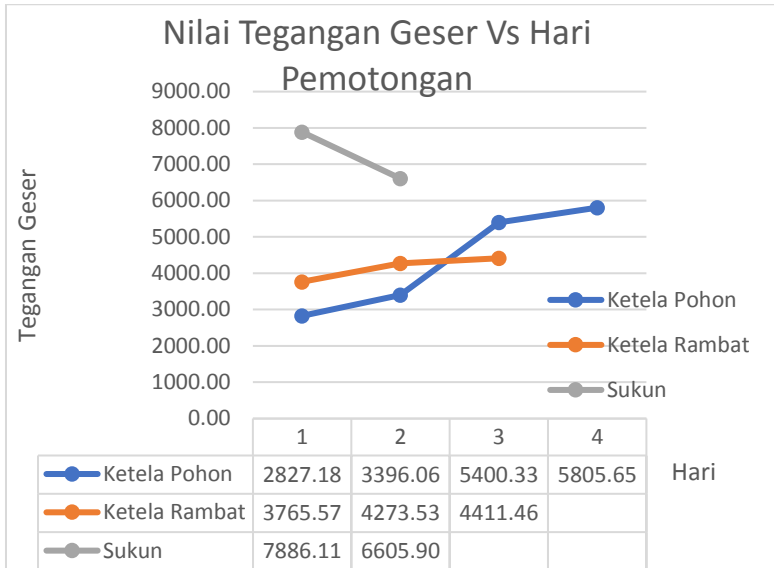
$$\bar{N} = \frac{(3771.50 + 4191.21 + 3334.00)}{3}$$

$$\bar{N} = 3765.57 \frac{N}{m^2}$$

Semua nilai tegangan geser serta rata-rata tegangan geser dapat dilihat pada tabel 4.5

Tabel 4. 5 Nilai Tegangan Geser pada Bahan Baku Keripik

Hari ke-	Pengujian ke-	Ketela Pohon		Ketela Rambat		Sukun	
		$\tau \left(\frac{N}{m^2} \right)$	\bar{N}	$\tau \left(\frac{N}{m^2} \right)$	\bar{N}	$\tau \left(\frac{N}{m^2} \right)$	\bar{N}
1	1	2688.63	2827.18	3771.50	3765.57	8416.67	7886.11
	2	2923.60		4191.21		8217.86	
	3	2869.32		3334.00		7023.81	
2	1	3218.75	3396.06	4231.14	4273.53	6473.96	6605.90
	2	3427.78		4621.97		8031.25	
	3	3541.67		3967.48		5312.50	
3	1	5400.00	5400.33	3984.38	4411.46	Tidak terpotong	
	2	5392.31		4666.67			
	3	5408.70		4583.33			
4	1	5673.35	5085.65	Tidak terpotong		Matang	
	2	5939.34					
	3	5804.27					
5	1	Tidak terpotong		Tidak terpotong		Matang	
	2						
	3						



Gambar 4. 1 Grafik Besar Nilai Tegangan Geser Terhadap Hari pengambilan

Berdasarkan tabel 4.5 dapat disimpulkan bahwa nilai terbesar tegangan pada sukun dan nilai terendah pada ketela pohon. Sedangkan waktu penyimpanan ketela pohon selama 4 hari, ketela rambat selama 3 hari, dan sukun selama 2 hari. Pada sukun dan ubi jalar, trendline tegangan mengalami penurunan setiap harinya, sedangkan ketela pohon mengalami kenaikan setiap harinya. Berdasarkan tabel 4.5 dan gambar 4.1 dapat diambil hari pemotongan terbaik pada hari ke-2 setelah pengambilan bahan baku dari pohonnya, dengan besar tegangan geser sukun sebesar $6605.90 \frac{N}{m^2}$, ketela rambat sebesar $4273.53 \frac{N}{m^2}$, dan ketela pohon sebesar $3396.06 \frac{N}{m^2}$. setelah diputuskan data yang akan digunakan dalam perhitungan, dibutuhkan dilakukan pengecekan berkelanjutan mengenai data tersebut. Pengecekan-pengecekan yang perlu dilakukan diantaranya keseragaman data serta toleransi yang diperbolehkan. Contoh perhitungan diambil pada pengujian ketela rambat dapat dilihat seperti berikut :

$$\bar{N} = \frac{(4231.14+4621.97+3967.48)}{3} = 4273.53$$

Berdasarkan data diatas, dapat dicari nilai standart deviasi menggunakan *software* minitab. Dapat dilihat pada gambar 4.2, gambar 4.3, dan gambar 4.4 setelah itu, dilakukan perhitungan batas atas (BTA) dan batas bawah (BTB) untuk menguji data tersebut sudah seragam. Contoh perhitungan dilakukan pada pengujian ketela rambat. Data lainnya dapat dilihat pada tabel 4.6

$$BTA = \bar{N} + 2. \sigma$$

$$BTA = 4273.53 + 2 \times 329.13$$

$$BTA = 4932.13 \frac{N}{m^2}$$

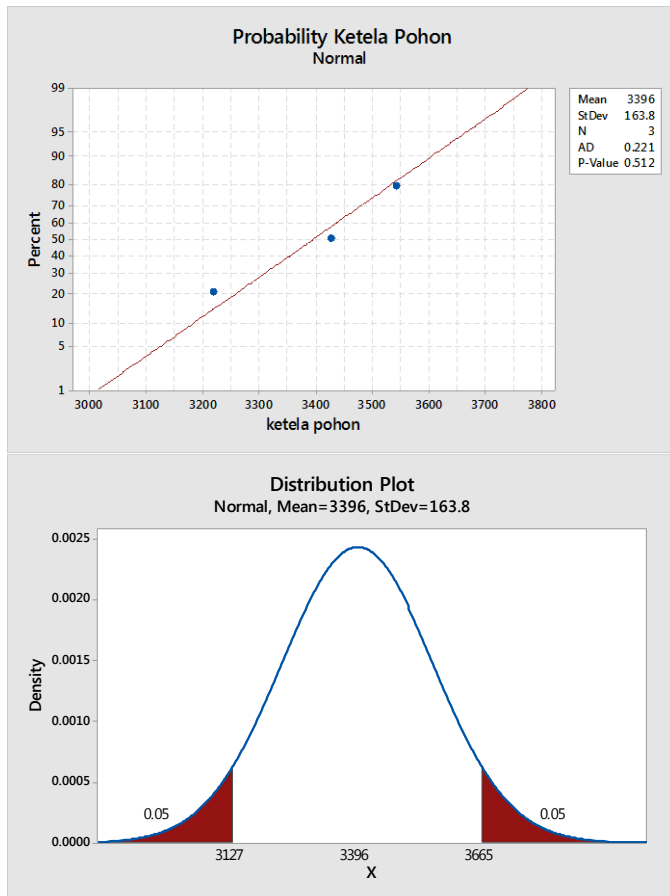
Tabel 4. 6 Hasil Keseragaman Data Pengujian Bahan Baku dengan tingkat keyakinan 95% (Tegangan Geser)

No	Deskripsi Data	$\bar{N} (\frac{N}{m^2})$	σ	BTA	BTB	Kesimpulan
1	Ketela Pohon	3396.06	163.8	3723.66	3068.46	Data seragam
2	Ketela Rambat	4273.53	329.3	4932.13	3614.93	Data seragam
3	Sukun	6605.90	1364	9333.9	3877.9	Data seragam

Berdasarkan tabel 4.6 didapatkan bahwa seluruh data percobaan sudah seragam. Setelah ini, dilakukan perhitungan toleransi tegangan geser bahan baku dengan memanfaatkan *software* minitab dan tingkat keyakinan yang digunakan sebesar 90% *two-tail*. Data detail nya dapat dilihat pada tabel 4.7. Sedangkan gambar 4.2 merupakan salah satu contoh hasil perhitungan persentil dengan nilai keyakinan 90% dalam *software* minitab.

Tabel 4. 7 Hasil Perhitungan Persentil nilai keyakinan 90%

No	Deskripsi data	P-5	P-95
1	Ketela Pohon	3127	3665
2	Ketela Rambat	3730	4814
3	Sukun	4362	8850



Gambar 4. 2 *Probability* Ketela Pohon dan Distribusi Toleransi Pada Tegangan Geser pada Ketela Pohon

4.2 Perancangan Dasar Alat Perajang Keripik

4.2.1 Perencanaan Dasar

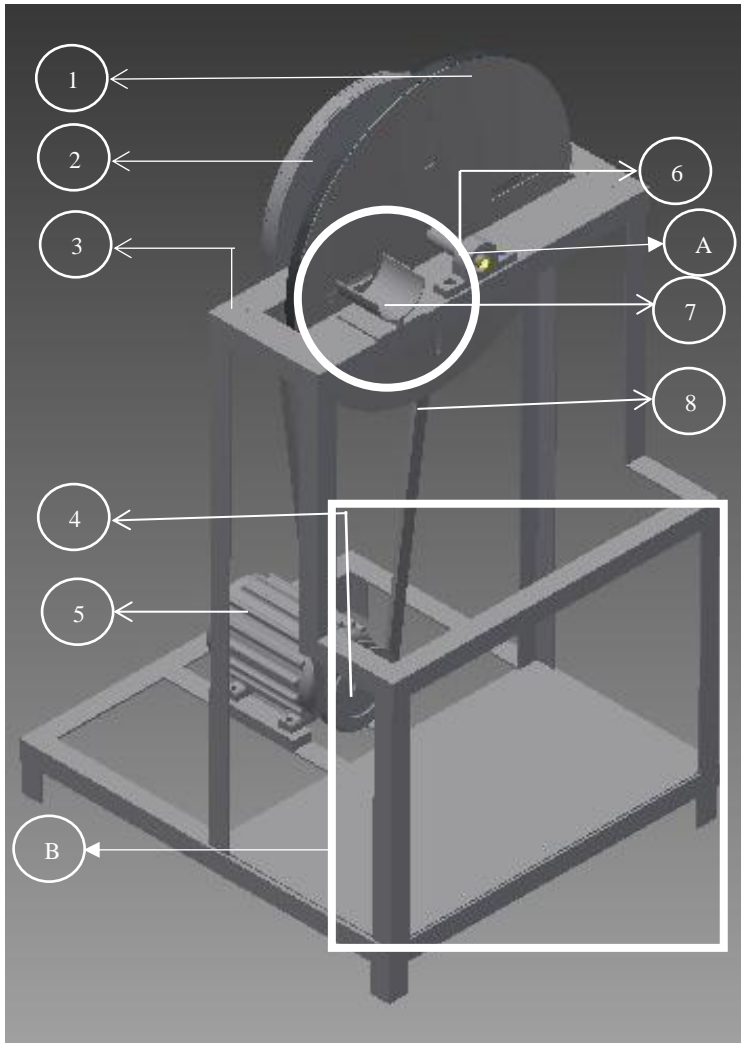
Perajang bahan baku keripik dirancang untuk kapasitas sebesar $65 \frac{kg}{jam}$. Pemenuhan kapasitas sebesar itu, dibutuhkan perancangan lain berupa putaran motor, kapasitas daya motor, dan jumlah pisau yang dibutuhkan. Selain itu, perajang tersebut dirancang mampu memotong berbagaimacam bahan baku keripik yang mengharuskan untuk mengubah-ubah ketebalan hasil pemotongan.

Perancangan yang membuat alat perajang tersebut mampu merajang berbagaimacam bahan baku, dibantu dengan pengujian bahan baku supaya mendapatkan nilai tegangan geser yang dibutuhkan. Sedangkan dalam perancangan sudut pisau potong supaya ketebalan dapat berubah-ubah, membutuhkan nilai besar kecepatan potong, kekenyalan material, dan ketebalan pemotongan yang diinginkan.

Perancangan yang membantu pemenuhan kapasitas terdiri dari pahat, piringan pahat, transmisi alat, dan motor. Selain itu, perancangan pendukung supaya alat tersebut ergonomis adalah perancangan *input*, *output*, dan rangka. *Input* atau tempat masukkan bahan baku keripik dilengkapi dengan alat pendorong untuk memudahkan dalam pemegangan. Sedangkan *output* pada perancangan ini mengutamakan kemudahan operator untuk mengambil bahan baku keripik yang sudah dirajang.

Keterangan pada gambar 4.3 dapat dilihat sebagai berikut:

- | | |
|--|-----------------------|
| 1. Piringan (tempat pisau) | 2. <i>Head Pulley</i> |
| 3. Rangka | 4. <i>Tail Pulley</i> |
| 5. Motor | 6. <i>Bearing</i> |
| 7. Tempat masuknya Bahan bakku keripik | |
| 8. <i>Pulley</i> | |



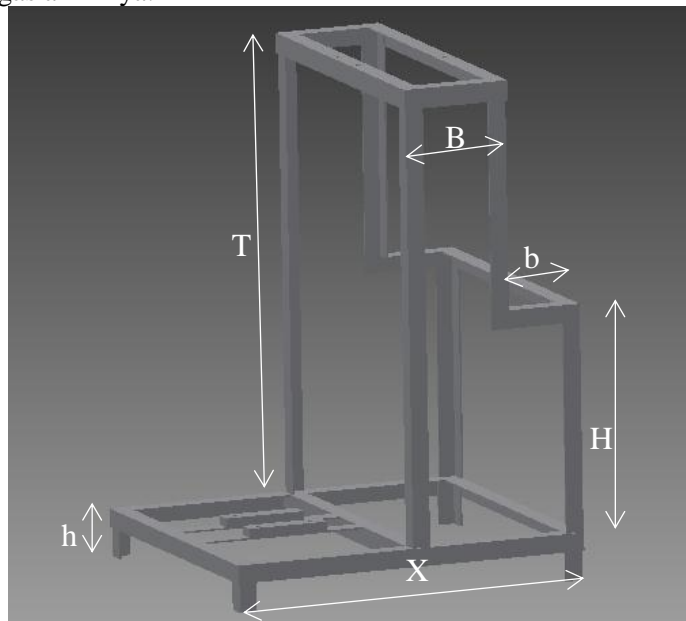
Gambar 4. 3 Rancangan Dasar Rangka Alat Perajang Bahan Baku Keripik

Gambar 4.3 menjelaskan dimensi awal dari alat perajang bahan baku keripik yang diinginkan. Alat penggerak untuk perancangan ini menggunakan motor AC dengan beberapa pertimbangan, diantara kebutuhan daya yang kecil

untuk skala menengah kebawah. Transmisi yang menyambungkan antara motor dengan piringan berupa *v-belt* dan *pulley*. Pada perancangan transmisi ini, banyak sekali perancangan-perancangan tambahan yang dibutuhkan. Diantaranya perancangan poros, *bearing*, pasak, dan kopling. Kopling pada perancangan ini menggunakan kopling fix untuk mengambungkan antara poros motor dan poros *pulley* 1 (*tail pulley*). Perancangan piringan pada alat tersebut digunakan untuk tempat pisau potongnya.

4.2.2 Perancangan dan Perhitungan Dimensi Rangka

Perancangan dasar pada alat perajang bahan baku keripik, diukur dari dimensi awal rangka perajang tersebut. Dimensi rangka ini diperkirakan dari ukuran tubuh manusia sebagai operator yang telah dilakukan pengukuran oleh putra pada tugas akhirnya.



Gambar 4. 4 Rancangan Dasar Rangka Alat Perajang Bahan Baku Keripik

Dimensi untuk gambar 4.4 dapat dicari dengan pengukuran *anthropometri*. Perhitungan dapat dilihat seperti berikut :

TBD (Tinggi bahu tegak)	= 59.1 cm
TP (Tinggi plopital)	= 40.8 cm
TSD (Tinggi siku duduk)	= 18.56 cm
JTD (Jarak tangan depan)	= 67.4 cm
TDT (Tinggi duduk tegak)	= 86.9 cm
LT (Lebar tangan)	= 8.53 cm

Berdasarkan data diatas didapatkan dimensi rangka perancangan.

T	= TBD + TP – h = (591 + 408 – 100) mm = 899 mm
H	= TP = 408 mm
h	= 100 mm (referensi ukuran meja standar)
b	= JTD x tan 15 ⁰ = 674 mm x tan 15 ⁰ = 180 mm
B	= b = 180 mm
X	= 2 x (B+b) = 2 x (180 + 180) mm = 720 mm
L	= 2 x d _{piringan} = 2 x 300 = 600 mm

Berdasarkan perhitungan tersebut, dapat disimpulkan ukuran/dimensi alat seperti tabel 4.8.

Tabel 4. 8 Dimensi Alat Perajang Bahan Baku Keripik dalam mm

Keterangan	Dimensi
Panjang (X)	72 cm
Tinggi (T + h)	99.9 cm
Lebar (L)	60 cm
Tinggi tempat wadah (H)	40.8 cm
Tinggi kaki alat (h)	10 cm

Panjang wadah (b)	18 cm
Panjang tempat <i>blade</i> (B)	18 cm

4.3 Perhitungan Kebutuhan Pisau dan Sudut Pisau

Perhitungan pisau sangat erat sekali kaitannya dengan pemenuhan kapasitas, dimana kapasitas (Q) yang diinginkan sebesar 65kg/jam dengan kecepatan putaran piringan (n_2) sebesar 70RPM. Perhitungan jumlah pisau(z) dapat dicari menggunakan persamaan 2.24 dengan mempertimbangkan berat 1 kali perajangan. Piringan pisau terbuat dari stainless steel dengan diameter sebesar 30 cm dan tebal 1.5 cm. lubang yang dibuat sebesar 10x3 cm. Pisau menggunakan material baja stell dengan ukuran 10x2x0.2 cm

$$n_2 = \frac{Q}{m.z} \quad \Rightarrow \quad z = \frac{Q}{m.n_2}$$

Massa satu kali perajangan (m) dapat dicari dengan cara pengambilan secara acak bahan baku yang telah dirajang sebesar 350 gram dan jumlah potongan yang dirajang sebanyak 40 buah.

$$\begin{aligned} m &= \frac{350 \text{ gram}}{40} \\ &= 8.75 \text{ gram} = 0.00875 \text{ kg} \\ z &= \frac{65 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \cdot \frac{1 \text{ jam}}{60 \text{ menit}}}{0.00875 \text{ kg} \cdot 70 \text{ RPM}} \\ &= 1.77 = 2 \text{ buah pisau} \end{aligned}$$

Batasan jumlah pisau dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} A_{\text{piringan}} &= d_{\text{bahan baku}} \times Z_{\text{maksimal}} \\ \frac{\pi}{4} d_{\text{piringan}}^2 &= d_{\text{bahan baku}} \times Z_{\text{maksimal}} \\ Z_{\text{maksimal}} &= \frac{\frac{\pi}{4} d_{\text{piringan}}^2}{d_{\text{bahan baku}}} \\ &= \frac{\frac{3.14}{4} 15^2}{10} = 17.66 = 18 \text{ buah pisau.} \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan didapatkan nilai massa satu kali rajang sebesar 0.00875 kg dan jumlah pisau sebanyak 2

buah. Sedangkan perhitungan sudut pisau sebanyak 4 kali dengan persamaan 2.22 :

$$v = \varphi \cdot b^{1,23} \cdot \alpha^{-1,67}$$

dimana nilai v_{maks} dapat dicari menggunakan persamaan 2.21 dengan ilustrasi seperti pada gambar 4.5 dan nilai kekenyalan material (φ) dapat dicari dengan persamaan 2.23,

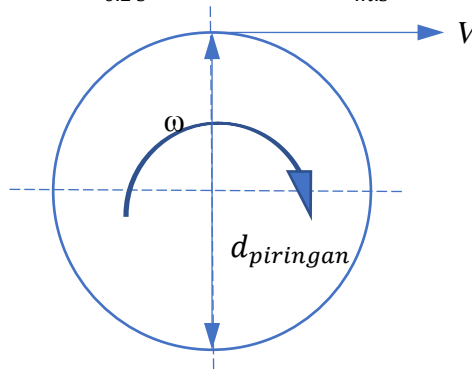
$$v = \omega \cdot \frac{d_{piringan}^2}{2} \text{ dimana nilai omega } (\omega) \text{ sebesar}$$

$$\omega = \frac{2 \pi n_2}{60}$$

$$v = \frac{\pi d_{piringan} n_2}{60}$$

$$\varphi = \frac{\tau}{t} = \frac{3.14 \times 0.3m \times 70 \text{ RPM}}{60} = 1,099 \frac{m}{s}$$

$$\varphi = \frac{6605.90 \frac{kg}{m.s^2}}{0.2 s} = 33029.5 \frac{kg}{m.s^3}$$

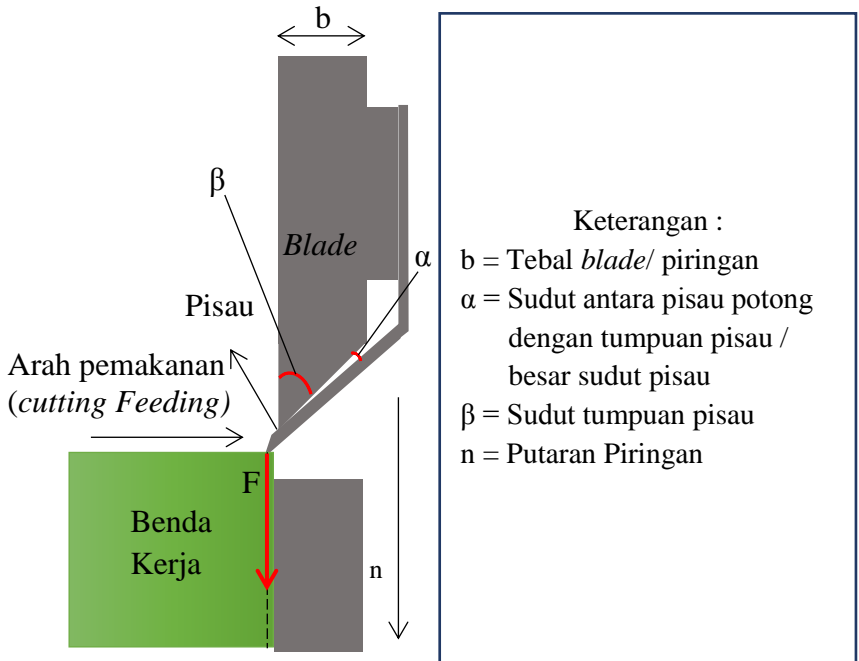


Gambar 4. 5 Ilustrasi Hubungan Antara Putaran Sudut dan Kecepatan.

Besar sudut pisau (α) dengan ketebalan 1 mm, 2 mm, 3 mm, 4 mm

$$1,57 \frac{m}{s} = 33029.5 \frac{kg}{m.s^3} \cdot 0.005^{1,23} \cdot \alpha^{-1,67}$$

$$\alpha = 2.0^0$$



Gambar 4. 6 Ilustrasi Pisau Potong

untuk besar sudut pada ketebalan yang lainnya dapat dilihat pada tabel 4.9 dengan ilustrasi seperti pada gambar 4.6 dimana besar sudut tumpuan pisau (β) sebesar 45° .

Tabel 4. 9 Nilai Sudut Pisau(α) berdasarkan Ketebalan Bahan Baku

Tebal (m)	$\varphi \left(\frac{kg}{m.s^3} \right)$	$v \left(\frac{m}{s} \right)$	$\alpha \text{ } (^{\circ})$	$\alpha + \beta \text{ } (^{\circ})$
0.001	33029.5	1,57	2.4	47.5
0.002			4.0	49
0.003			5.4	50.4
0.004			6.6	51.6

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa kebutuhan pisau dan jumlah pisau yang memenuhi kapasitas yang diinginkan dengan ketebalan berubah-ubah dapat dilihat pada tabel 4.10.

Tabel 4. 10 Kesimpulan Kebutuhan Sudut Pisau (α) dan Jumlah Pisau (z)

Tebal	z (biji)	α ($^{\circ}$)	$\alpha + \beta$ ($^{\circ}$)
0.001	2	2.4	47.5
0.002		4.0	49
0.003		5.4	50.4
0.004		6.6	51.6

4.4 Perancangan dan Perhitungan Transmisi

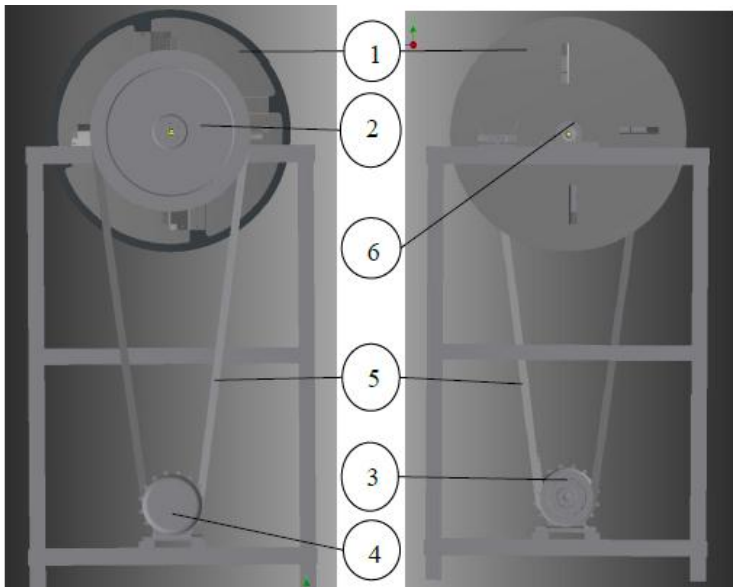
Perancangan transmisi ini sangat luas. Diantara perancangan yang dibutuhkan adalah perancangan motor, perancangan penyalur daya dan putaran, perancangan *bearing*, perancangan poros, perancangan pasak dan perancangan kopling. Perancangan ini dapat dilakukan dengan beberapa pertimbangan yang sudah dilakukan pada sub-bab sebelumnya. Data-data awal yang dibutuhkan merupakan dimensi awal alat yang akan dirancang, kebutuhan tegangan geser, gaya, torsi dari material yang akan dirajang. Oleh karena itu, perancangan akan dibedakan menurut urutan-urutan pembuatan. Urutan tersebut dapat dilihat dibawah ini :

4.4.1 Perancangan motor, *belt*, dan *pulley*

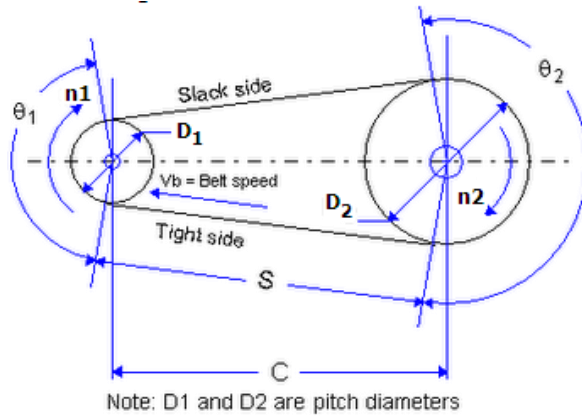
Perancangan alat perajang bahan baku keripik ini, membutuhkan penyalur daya serta pereduksi putaran dari motor. Berdasarkan data yang sudah didapatkan, berupa tegangan geser, diameter rumah pisau (*blade*), putaran *output*, dan jarak antar poros. Maka dapat dicari torsi (T) dan rasio transmisi (r_v) yang dibutuhkan dengan menggunakan persamaan 2.1. tegangan geser (τ) yang digunakan dalam perancangan diambil dari bahan baku sukun dengan luas (A)

sebesar 0.000785 m^2 . Letak transmisi pada perancangan alat perajang bahan baku keripik dapat dilihat pada gambar 4.7 dengan ilustrasi *v-belt* pada gambar 4.8. keterangan gambar 4.7 dapat dilihat sebagai berikut :

- 1.Piringan
- 2.*Pulley* besar
- 3.*Pulley* kecil
- 4.Motor
- 5.*V-Belt*
- 6.*Bearing*



Gambar 4. 7 Perancangan Alat Perajang Bahan Baku Keripik
Tampak Kiri Standar Amerika.



Gambar 4. 8 Ilustrasi transmisi V-belt dan Pulley

$$\tau = 6605.90 \frac{N}{m^2} \quad A_{\text{bahan}} = 0.000785 \text{ m}^2.$$

$$d_{\text{blade}} = 15 \text{ cm}$$

$$n_2 = 70 \text{ RPM}$$

1. Perhitungan gaya potong (F_2) yang dibutuhkan :

$$F_t = \tau \cdot A_{\text{bahan}},$$

$$F_2 = 6605.90 \frac{N}{m^2} \times 0.000785 \text{ m}^2$$

$$F_2 = 5.19 \text{ N}$$

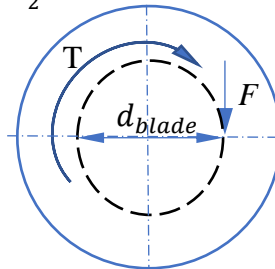
2. Perhitungan torsi (T) yang dibutuhkan untuk 1 dan 2 pisau, dengan ilustrasi gaya-gaya terlihat pada gambar 4.9

- a. Torsi untuk 1 pisau

$$T = F_2 \frac{d_{\text{blade}}}{2} = 5.19 \text{ N} \times \frac{0.15 \text{ m}}{2} = 0.39 \text{ Nm}$$

- b. Torsi untuk 2 pisau

$$T = 2 \times F_2 \frac{d_{\text{blade}}}{2} = 2 \times 5.19 \text{ N} \times \frac{0.15 \text{ m}}{2} = 0.78 \text{ Nm}$$



Gambar 4. 9 Ilustrasi Gaya-gaya Pada Pemotongan Bahan

3. Perhitungan daya (Hp) yang dibutuhkan untuk z pisau potong

$$Hp = z \times T \times n_2$$

$$Hp = 2 \times 0.39 \text{ Nm} \times 70 \text{ RPM}$$

$$Hp = 54.6 \text{ Watt} = 0.07 \text{ hp}$$

4. Berdasarkan data yang didapatkan, berupa daya sebesar 0.07 hp, torsi sebesar 1.557Nm, dan putaran output sebesar 70 RPM. Dapat dicari spesifikasi motor yang akan digunakan.

Berdasarkan katalog “*standart motor catalog TECO e-motion*”, motor yang akan digunakan merupakan motor AC dengan daya sebesar 0.5 hp dan torsi sebesar 3856Nm. Tipe motor tersebut adalah IM 1001 (IM B3) dengan 400volt/50 Hz. Data yang didapatkan dari katalog motor dapat dilihat pada tabel 4.12.

Tabel 4. 11 Data Katalog Motor Tipe IM 1001 dengan Daya sebesar 0.5 hp

No	Data	Ukuran
1	Daya	0.5 hp, 0.37 kW
2	Putaran	915 RPM
3	<i>Effesiency</i>	65.5%
4	<i>Torque</i>	3856 Nm
5	Berat	17.5 kg
6	<i>Lifetime</i>	20000 hours
7	Panjang motor	253 mm
8	Tinggi / Diameter	156 mm
9	Diameter poros	19 mm
10	Pajang poros motor	40 mm

5. Berdasarkan data yang sudah dicari, didapatkan nilai putaran *input* (n_1) sebesar 915 RPM dengan putaran *output* (n_2) sebesar 70 RPM. Diameter *pulley 2* (D_2) sebesar 590mm. dari data tersebut didapatkan nilai rasio transmisi

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{915}{70} = \frac{183}{14}$$

$$\frac{183}{14} = \frac{590}{D_1}$$

$$D_1 = 45 \text{ mm}$$

6. Spesifikasi *belt* pada katalog “*Browning Super Gripbelt are Static Conducting type B84*” dengan mempertimbangkan panjang *belt* (L). Panjang *belt* dapat dicari menggunakan persamaan 2.3. dimana jarak antara poros (C) sepanjang 824mm, diameter *pulley* besar sebesar 590mm. dan diameter *pulley* kecil sebesar 45mm.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4C}(D_1 - D_2)^2$$

$$L = 2 \times 824 + \frac{3.14}{2}(45 + 590) + \frac{1}{4 \times 824}(45 - 590)^2$$

$$L = 2735.1 \text{ mm} = 107.7 \text{ inc}$$

Pada katalog “*Browning Super Gripbelt are Static Conducting type B106*” didapatkan panjang sabuk V sebesar 107.8 inc atau 2738.12 mm.

7. Perhitungan gaya tangensial dilakukan setelah mengetahui nilai panjang keseluruhan *v-belt* dan panjang jarak antar poros.

$T = Ft \frac{d}{2}$ untuk mencari nilai gaya tangensial yang dibutuhkan (F_2).

$$T = F_2 \frac{D_2}{2}$$

$$0.78 \text{ Nm} = F_2 \frac{0.59}{2}$$

$$F_2 = \frac{0.78 \times 2}{0.59}$$

$$F_2 = 2.7 \text{ N}$$

Untuk mencari nilai gaya tangensial yang dilepaskan/gaya maksimal (F_1) dibutuhkan besar nilai dari torsi motor (T_1).

$$T_1 = \frac{63000 \text{ hp}}{n_1}$$

$$T_1 = \frac{63000 \times 0.5 \text{ hp}}{915 \text{ RPM}}$$

$$T_1 = 34.43 \text{ lb. inc} = 3.89 \text{ Nm}$$

Setelah didapatkan nilai torsi motor, nilai gaya tangensial minimal dapat dicari dengan persamaan berikut ini :

$$F_2 = F_1 - \frac{2T_1}{D_1}$$

$$= F_1 - \frac{2 \times 3.89}{0.045}$$

$$F_1 = 175.6 \text{ N}$$

8. Berdasarkan perhitungan diatas, dapat disimpulkan perancangan dan perhitungan *pulley* dan *v-belt*. Rancangan *pulley* dapat diambil dari katalog “*SKF Pulley Catalog*”. Hasil kesimpulan tersebut dapat dilihat pada tabel 4.13

Tabel 4. 12 Spesifikasi Motor Listrik, V-belt dan Pulley

No	Data	Keterangan
1	<i>V-Belt</i>	<i>Browning Super Gripbelt are Static Conducting type B106</i>
2	Material	<i>EPDM rubber</i>
3	Panjang <i>v-belt</i>	2788.92 mm atau 107.7 inc.
4	Diameter <i>pulley</i> 1	SKF <i>Pulley</i> katalog tipe PHP 1SPZ50T
5	Diameter <i>pulley</i> 2	SKF <i>pulley</i> katalog tipe PHP 1SPB560TB
6	Tebal <i>pulley</i> 1	22 mm
7	Tebal <i>pulley</i> 2	51 mm
8	Gaya Minimal	2.7 N
9	Gaya Maksimal	175.6 N

4.4.2 Perancangan dan Perhitungan Poros

Perancangan poros dilakukan setelah mengetahui besar diameter *pulley* supaya dapat dihitung nilai beban serta momen-momen yang diakibatkan oleh *pulley* tersebut. Diameter *pulley* kecil (D_1) dan diameter *pulley* besar (D_2) adalah 50 mm dan 560 mm. Selain itu, panjang poros utama (L_1) yang diinginkan sebesar 210 mm . Perhitungan diameter poros dapat dilihat dibawah ini dengan menggunakan persamaan 2.8, persamaan 2.9 dan persamaan 2.10 dengan letak-letak poros yang sudah ditentukan seperti pada gambar 4.10.

$$\begin{aligned}
 D_1 &= 45 \text{ mm} & D_2 &= 590 \text{ mm} \\
 F_2 &= 2.7 \text{ N} & L_1 &= 230 \text{ mm} \\
 F_1 &= 175.6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Mencari gaya-gaya dari masing-masing *pulley*.

$$\rho_{\text{piringan}} = 8700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_{\text{piringan}} = 8700 \times 0.00105975 = 9.22 \text{ kg}$$

$$v_{piringan} = (\pi \cdot r^2 \cdot t) m^3$$

$$m_1 = 0.3 \text{ kg}$$

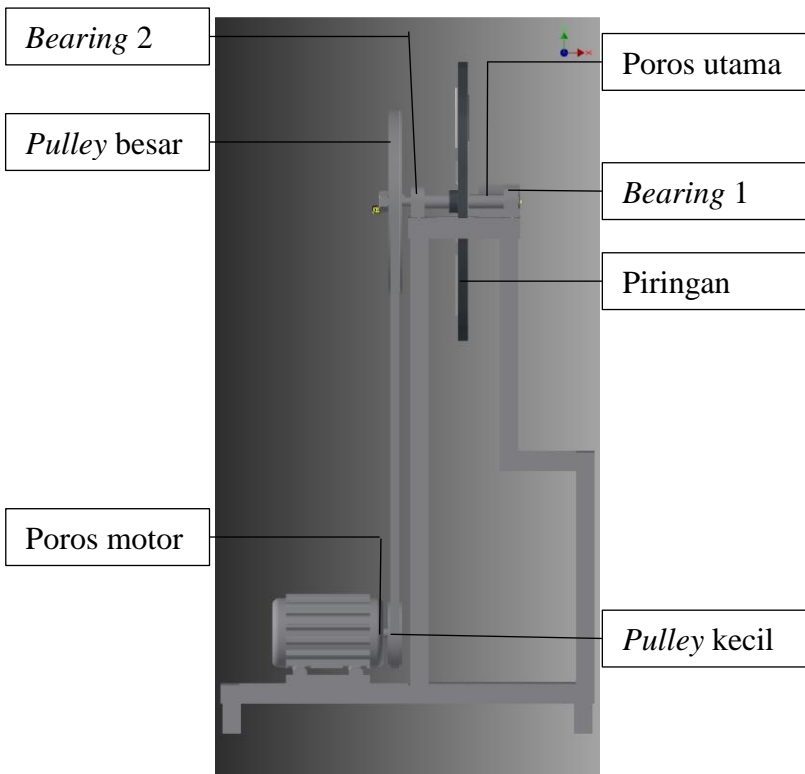
$$v_{piringan} = (3.14 \times 0.15^2 \times 0.015) m^3$$

$$m_2 = 18.5 \text{ kg}$$

$$v_{piringan} = 0.00105975 m^3$$

$$T = 0.78 \text{ Nm}$$

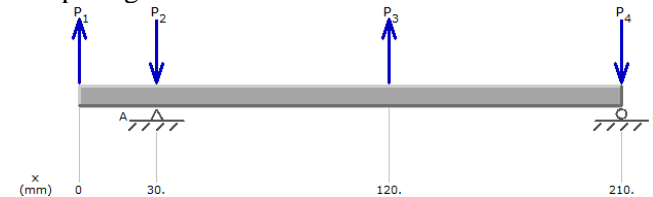
$$F_2 = \frac{0.78}{0.3} = 2.7 \text{ N}$$



Gambar 4. 10 Letak Poros Perencanaan

Setelah didapatkan nilai berat dari setiap *pulley* dan piringan pisaunya, akan dilakukan perhitungan untuk gaya tumpuan yang bekerja pada setiap poros. Poros utama yang

dihitung terlebih dahulu, ilustrasi gaya-gaya yang bekerja dapat dilihat pada gambar 4.11



Gambar 4. 11 Ilustrasi Gaya-gaya pada Poros Utama Arah Horizontal

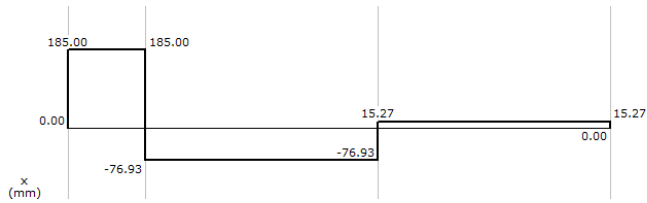
Berdasarkan gambar 4.11 dapat dihitung nilai-nilai gaya tumpuan yang disimbolkan dengan P_2 dan P_4 . Data-data beban-beban yang mengenai poros utama antara lain beban pulley besar (P_1) dan beban piringan (P_3). Besar beban tersebut antara lain :

$$P_1 = 18.5 \text{ kg} \times 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 185 \text{ N}$$

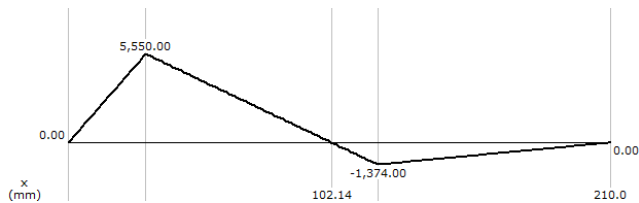
$$P_3 = 9.22 \text{ kg} \times 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 92.2 \text{ N}$$

- $\sum M_A = 0 + \cup$
 $-P_3 \times 9 + P_4 \times 18 + P_1 \times 3 = 0$
 $-(92.2 \times 9) + P_4 \times 18 + 185 \times 3 = 0$
 $P_4 = \frac{830-555}{18}$
 $P_4 = 15.3 \text{ N}$
- $\sum F_y = 0 \uparrow +$
 $P_1 - P_2 + P_3 - P_4 = 0$
 $185 - P_2 + 92.2 - 15.3 = 0$
 $P_2 = 185 + 92.2 - 15.3$
 $P_2 = 262 \text{ N}$

Setelah pencarian gaya-gaya pada tumpuan, akan dibuat diagram gaya serta diagram momen dengan *software* MD Solid. Hasil diagram gaya dan momen pada arah horizontal dapat dilihat pada gambar 4.12 dan gambar 4.13. gaya terbesar yang mengenai poros terdapat pada titik A dengan nilai sebesar 262 N dan momem terbesar ($M_{x,H}$) yang mengenai poros juga pada titik A sebesar 5550 Nm.

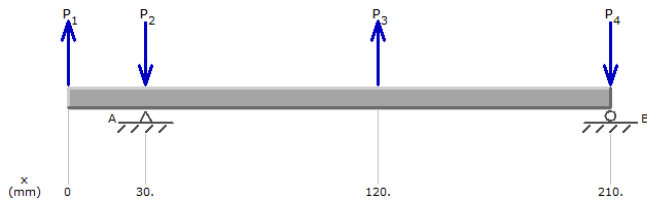


Gambar 4. 12 Diagram Gaya pada Poros Utama Arah Horizontal



Gambar 4. 13 Diagram Momen pada Poros Utama Arah Horizontal

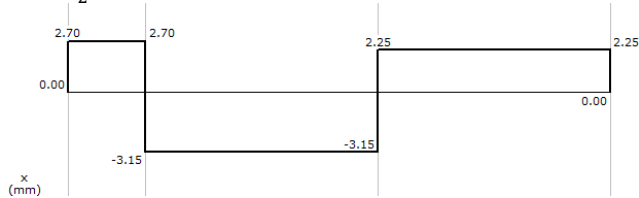
Selanjutnya dicari nilai diagram gaya dan diagram momen pada arah vertikal, dengan *free body diagram* seperti pada gambar 4.14. Gaya tumpuan disimbolkan dengan P_2 dan P_4 . Gaya tangensial akibat piringan disimbolkan P_3 sedangkan gaya tangensial akibat *pulley* besar disimbolkan P_1 .



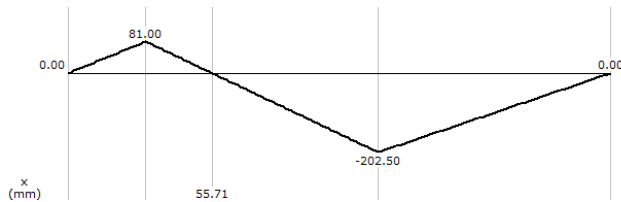
Gambar 4. 14 Ilustrasi Gaya pada Poros Utama Arah Vertikal

- $\sum M_A = 0 + \curvearrowright$
 $-P_3 \times 9 + P_4 \times 18 + P_1 \times 3 = 0$
 $5.4 \times 9 - P_4 \times 18 - 2.7 \times 3 = 0$
 $P_4 = \frac{48.6 - 8.1}{18}$
 $P_4 = 2.25 \text{ N}$
- $\sum F_y = 0 \uparrow +$

$$\begin{aligned}
 -P_2 + P_1 + P_3 - P_4 &= 0 \\
 -P_2 + 2.7 + 5.4 - 2.25 &= 0 \\
 P_2 &= 5.85 \text{ N}
 \end{aligned}$$



Gambar 4. 15 Diagram Gaya pada Poros Utama Arah Vertikal



Gambar 4. 16 Diagram Momen pada Poros Utama Arah Vertikal

Berdasarkan gambar 4.15 didapatkan nilai gaya terbesar pada arah vertical pada titik A sebesar 5.85 N, sedangkan pada gambar 4.16 didapatkan nilai momen terbesar $M_{x,V}$ terdapat pada titik P_3 dengan nilai sebesar -202.50 Nm. Selanjutnya, nilai momen resultan dicari untuk mendapatkan diameter yang diinginkan dengan ketentuan material ST 37, dengan Batasan diameter *bore pulley* besar sebesar 25mm sampai 75mm didapatkan dari katalog SKF *pulley* tipe PHP 1SPB560TB.

$$M_r = M_b = \sqrt{(M_{x,H})^2 + (M_{x,V})^2}$$

$$M_r = M_b = \sqrt{5550^2 + (-202.50)^2} =$$

$$5554 \text{ Nmm} = 5.554 \text{ Nm} = 49.16 \text{ lb. inc}$$

Material yang digunakan merupakan ST 37 dengan nilai *ultimate strength* (S_u) sebesar 20000 Psi dan *yield strength* (S_{yp}) sebesar 17000 Psi. *safety factor* yang digunakan sebesar 2 karena torsi yang mengenai poros dianggap sama.

$$S_e = C_R \cdot C_S \cdot C_f \cdot C_W \cdot \frac{S_n}{K_f}$$

Dari material yang telah ditentukan, didapatkan nilai-nilai sebagai berikut :

$$S_n = 0.5 S_u = 0.5 \times 20000 \text{ Psi} = 10000 \text{ Psi}$$

$C_R = 1 - 0.08 \text{ (D.M.F)}$ dengan nilai DMF sebesar 1.28 untuk *survival rate* 90%.

$$C_R = 1 - 0.08 (1.28) = 0.8976$$

$$C_S = 0.85 \text{ untuk diameter antara } \frac{1}{2} - 2 \text{ inc}$$

$$C_f = 0.74$$

$$K_f = 1.6 \text{ (Bending)} \text{ dan } 1.3 \text{ (torsion)}$$

$$S_e = C_R \cdot C_S \cdot C_f \cdot C_W \cdot \frac{S_n}{K_f}$$

$$S_e = 0.8976 \cdot 0.85 \cdot 0.74 \cdot 1 \cdot \frac{10000}{1.6} = 3528.69 \text{ Psi}$$

Setelah mendapatkan nilai nilai S_e dapat dicari besar diameter yang dibutuhkan.

$$\frac{S_{yp}}{SF} \geq \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{K_{sb} \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_r \right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} (T_m)^2}$$

$$\frac{17000}{2} \geq \frac{32}{3.14 \times d^3} \sqrt{1 \left(\frac{17000}{3528.69} \cdot 49.16 \right)^2 + \frac{3}{4} 1 (1.17)^2}$$

$$8500 \geq \frac{32}{3.14 \times d^3} \sqrt{56091.2 + 1.03}$$

$$d^3 \geq \frac{32 \times 236.84}{3.14 \times 8500}$$

$$d^3 \geq 0.3 \text{ in}$$

$$d = 0.3 \text{ inc} = 8 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, didapatkan nilai diameter minimum poros sebesar 8mm. Oleh karena itu, dibuat poros sebesar 25mm sesuai batas minimum yang diberikan oleh katalog SKF *pulley* tipe PHP 1SPB560TB dengan menggunakan material ST 37.

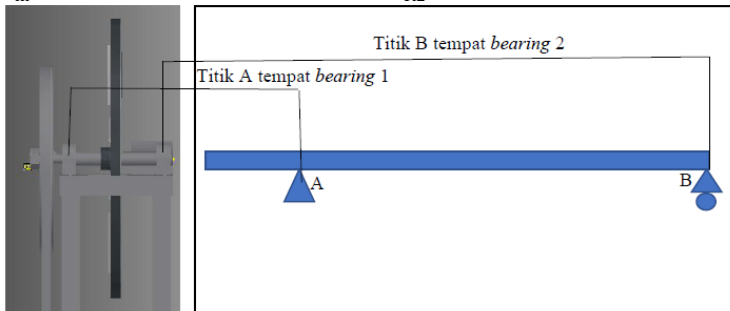
4.4.3 Perancangan dan Perhitungan Pasak dan *Bearing*

Perancangan *bearing* dilakukan untuk menyambungkan antara bagian mesin bergerak dengan bagian mesin diam. *Bearing* yang digunakan dalam perancangan ini merupakan *ball bearing* yang akan dicari pada katalog *bearing*

dengan mempertimbangkan diameter poros dan tebal *bearing* yang diinginkan. Berdasarkan sub-bab sebelumnya, diperlukan 2 *bearing* untuk dirancang pada poros utama.

Perancangan *bearing* 1 dan *bearing* 2 dapat dilihat pada gambar 4.10 dimana letak 1*bearing* pada poros utama dengan lokasi *bearing* berada pada ujung sisi kanan untuk *bearing* 2 dan pada jarak 180mm dari kanan untuk *bearing* 1. Berdasarkan sub-bab sebelumnya didapatkan diameter minimum *bearing* (d_{b2}) untuk poros utama sebesar 25 mm dan diameter motor (d_m) sebesar 19mm, contoh perhitungan umur *bearing* dapat dilihat dibawah ini dengan menggunakan persamaan 2.17 dan persamaan 2.18 dimana nilai gaya resultan yang diterima titik A (A_{R2}) sebesar 262.1 N dan nilai gaya resultan yang diterima titik B (B_{R2}) sebesar 15.5N. Contoh perhitungan diambil pada perhitungan *bearing* 1 dan contoh ilustrasi dapat dilihat pada gambar 4.17.

$$\begin{array}{ll} d_{b2} &= 23 \text{ mm} & A_{R2} &= 262.1 \text{ N} = 58.92 \text{ lb} \\ d_m &= 19 \text{ mm} & B_{R2} &= 15.5 \text{ N} = 3.48 \text{ lb} \end{array}$$



Gambar 4. 17 Ilustrasi Letak Bearing 1 dan Bearing 2

Berdasarkan katalog “*SKF Rolling Bearing*” didapatkan tipe-tipe *bearing* yang diperlukan. Data lengkap dapat dilihat pada tabel 4.13.

Tabel 4. 13 Tipe Bearing yang Digunakan pada Perancangan

Bearing ke-	Tipe	F_R (Lb)	C_o (Lb)	C (Lb)	X	Y	V	b (mm)
-------------	------	------------	------------	--------	---	---	---	--------

1	Single row deep groove ball bearing Type 6005	58.92	5845	26752,3	0.56	2.30	1.0	12
2	Single row deep groove ball bearing Type 6005	3.48	5845	26752,3	0.56	2.30	1.0	12

Berdasarkan katalog, didapatkan data seperti tebal bearing 1 (b_1)

$$\begin{array}{ll}
 d_{b2} = 25 \text{ mm} & D = 47 \\
 C = 11900 \text{ N} = 26752,3 \text{ Lb} & C_o = 26000 \text{ N} = 5845 \text{ Lb} \\
 X = 0.56 & Y = 2.3 \\
 F_{AR1} = 262.1 \text{ N} = 58.92 \text{ Lb} & V = 1.0 \\
 n_1 = 915 \text{ RPM} & n_2 = 70 \text{ RPM} \\
 b_1 = 12 \text{ mm} & k_r = 0.025 \\
 f_o = 14
 \end{array}$$

setelah mendapatkan properties dari *bearing* tersebut, kita perlu menghitung nilai dari gaya *equivalen*.

$$P = x \cdot V \cdot Fr + y \cdot Fa$$

$$P = 0.56 \times 1.0 \times 58.92 = 33 \text{ lb}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 70} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

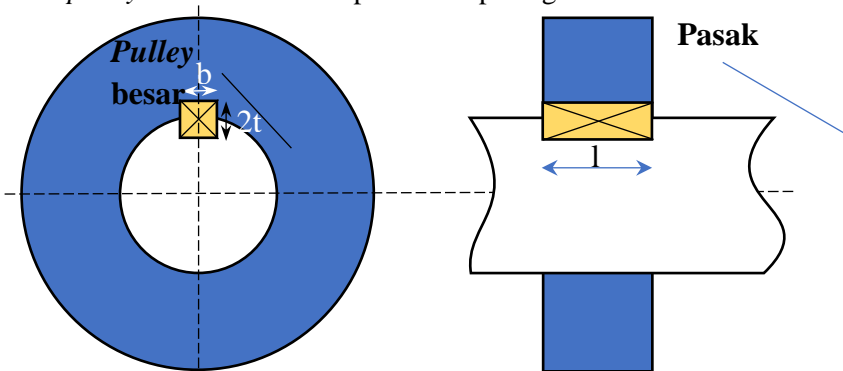
$$L_{10h} = \frac{10^6}{4200} \left(\frac{26752,3}{33} \right)^{0.5} = 6779.14 \text{ putaran}$$

Kesimpulan umur *beraing* dapat dilihat pada tabel 4.14. dengan mempertimbangkan nilai putaran dan gaya yang dibutuhkan.

Tabel 4. 14 Kesimpulan Umur Bearing dalam Putaran

Bearing ke-	Gaya (P)	Putaran (n)	Umur (L_{10h})
1	33	70	6779.14
2	1.95	70	27896.37

Perancangan dan perhitungan pasak dilakukan untuk mengunci bagian mesin berupa *pulley*, *bearing*, kopling pada poros. Data yang dibutuhkan dalam perancangan berupa gaya tangensial yang bekerja bagian mesin. Pasak yang digunakan pada perancangan ini berupa pasak kotak (*square key*). Pasak tersebut terbuat dari material ST 37 dengan panjang pasak sama seperti tebal *pulley* atau *bearing*. Perhitungan pasak dapat mengikuti persamaan 2.15 dan 2.16. Perhitungan pasak dipengaruhi oleh tegangan geser dan tegangan tekan. Contoh perhitungan diambil pada perhitungan pasak antara poros dan *pulley* besar. Ilustrasi dapat dilihat pada gambar 4.18



Gambar 4. 18 Ilustrasi kets berberbentuk Kotak

Data yang diketahui dapat dilihat seperti dibawah ini :

$$b_{p2} = 1 = 22 \text{ mm} = 0.59 \text{ inc}$$

$$F_2 = 2.7 \text{ N} = 0.61 \text{ lb}$$

SF = 4 (untuk beban dan lingkungan yang konstan)

Material ST 37

$$S_s = 140 \text{ MPa} = 20000 \text{ Psi}$$

$$S_{syp} = 120 \text{ MPa} = 17000 \text{ Psi}$$

Dilakukan perhitungan ketebalan pasak (b) dengan persamaan untuk pengujian geser material. Dimana tebal *pulley* besar (b_{p2}) sama dengan panjang pasak (l) yang direncanakan.

Pasak diantara poros kedua dengan *pulley* besar

- Pengujian Geser

$$\frac{\frac{F_2}{b.l}}{\frac{0.61}{b \times 0.87}} \leq \frac{\frac{S_{sy}}{SF}}{\frac{0.58 \times 20000}{4}}$$

$$b = 2.4 \times 10^{-4} \text{ inc} = 0.006 \text{ mm}$$

- Pengujian tekan

$$\frac{\frac{F_2}{t.l}}{\frac{0.61}{t \times 0.87}} \leq \frac{\frac{S_s}{SF}}{\frac{20000}{4}}$$

$$t = 1.4 \times 10^{-4} \text{ inc} = 0.004 \text{ mm}$$

$$2t = 2.8 \times 10^{-4} \text{ inc} = 0.008 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, dapat dicari nilai luas pasak kotak, dengan panjang sebesar 15 mm. berdasarkan nilai tersebut, dapat disimpulkan ukuran dan nilai pasak pada tabel 4.15.

Tabel 4. 15 Kesimpulan Dimensi Pasak pada Setiap Bagian dalam mm

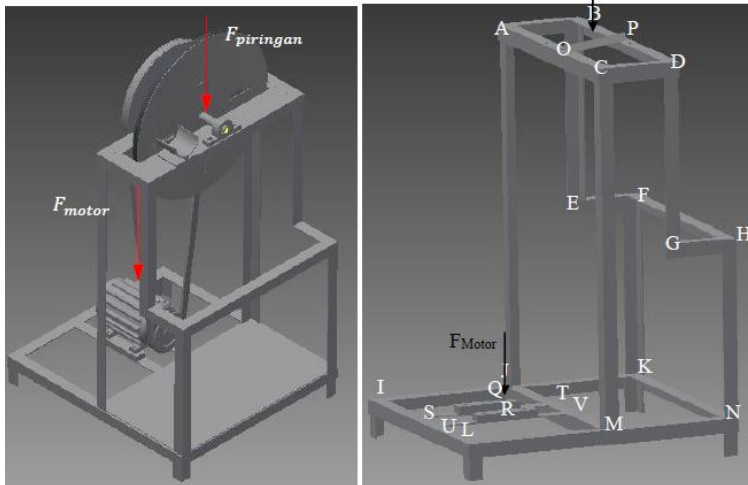
Pasak pada	Panjang (l)	Lebar (b)	b perencanaan	Tinggi (2t)	2t perencanaan
<i>Pulley 1</i>	22	0.006	3	0.008	3
<i>Pulley 2</i>	51	0.17	3	0.2	3
Piringan	15	0.02	3	0.02	3
<i>Bearing 1</i>	12	1.03	3	1.2	3
<i>Bearing 2</i>	12	0.06	3	0.07	3

4.5 Perancangan dan Perhitungan Rangka

Perancangan rangka alat perajang bahan baku keripik didisain dengan menggunakan pengukuran tubuh manusia dengan metode *anthropometri*. perhitungan *anthropometri* dapat dilihat pada tabel 4.8 dan gambar perancangan dapat dilihat pada gambar 4.4.

4.5.1 Perancangan dan Perhitungan Material Rangka

Perancangan rangka pada alat perajang bahan baku keripik meliputi pemilihan material dari rangka tersebut, dalam perancangannya menggunakan beberapa perhitungan dengan perumusan

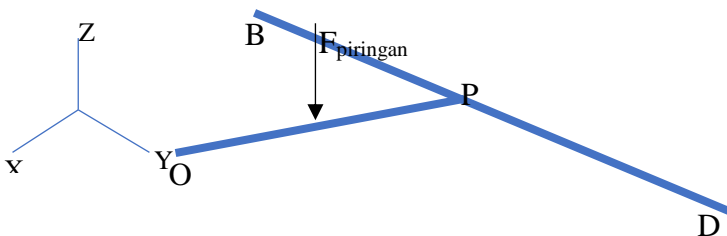


Gambar 4. 19 Letak Beban pada Rangka

Contoh perhitungan dalam mencari material batang rangka diambil pada batang yang terkena langsung beban dari piringan pisau, ilustrasi dapat dilihat pada gambar 4.19 . Langkah-langkah penentuan material rangka dimulai dengan mencari tumpuan—tumpuan pada rangka, nilai inersia rangka, dan tegangan geser rangka minimum yang dibutuhkan.

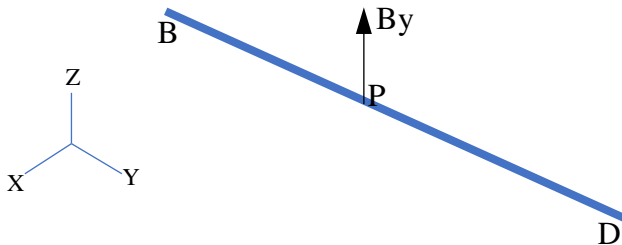
1. Perhitungan pada batang O-P-B-D

Perhitungan dilakukan pada batang O-P-B-D dengan beban terpusat F_{piringan} sebesar 94.9N. Panjang O-P sebesar 180mm dan panjang B-D sebesar 600mm. pada titik B dan D diberikan tumpuan jepit. Beban terpusat sebesar F_{piringan} terletak pada jarak 90mm dari titik O terlihat pada gambar 4.20.



Gambar 4. 20 *Free Body Diagram* dari Rangka O-P-B-D

Berdasarkan perhitungan poros/batang OP didapatkan reaksi tumpuan sebesar 15.3N pada titik P yang terdapat pada batang B-D dengan reaksi tumpuan terletak 300mm dari titik B. ilustrasi dapat dilihat pada gambar 4.21.



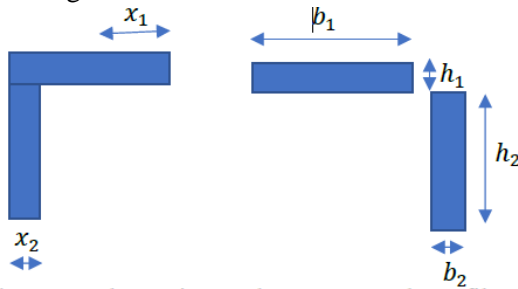
Gambar 4. 21 *Free Body Diagram* Pemindahan Beban Pada Rangka B-D

Berdasarkan peletakkan gaya-gaya yang terlihat pada gambar 4.21, dapat dilakukan perhitungan tegangan geser dan tegangan Tarik pada batang B-D, dengan profil batang berupa

L yang berukuran 40 x 40 x 3 dalam satuan mm (millimeter). Nilai-nilai gaya-gaya yang tertera pada gambar 4.21 dapat dijabarkan sebagai berikut :

$$B_y = 15.3N \quad X_{OP} = 90mm$$

Setelah mendapatkan nilai gaya-gaya yang bekerja pada batang tersebut, selanjutnya mencari titik tengah batang serta dicari nilai momen inersia seperti pada gambar 4.22. ukuran-ukuran yang terdapat pada gambar tersebut dapat dijabarkan sebagai berikut :



Gambar 4. 22 Ilustrasi Bentuk Batang untuk Profil L

Ukuran-ukuran dimensi batang :

$$\begin{aligned} b_1 &= 40 \text{ mm} & h_1 &= 3 \text{ mm} & A_{\text{tot}} &= A_1 + A_2 \\ b_2 &= 3 \text{ mm} & h_2 &= 37 \text{ mm} & &= 120 + 111 \\ & & & & &= 231 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_1 &= b_1 \times h_1 & A_2 &= b_2 \times h_2 \\ &= 40 \times 3 & &= 3 \times 37 \\ &= 120 \text{ mm}^2 & &= 111 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$M_{\text{piringan}} = 9.22 \text{ Kg}$$

$$x_1 = \frac{b_1}{2} = \frac{40}{2} = 20 \text{ mm}$$

$$x_2 = \frac{b_2}{2} = \frac{3}{2} = 1.5 \text{ mm}$$

$$I_{x1} = \frac{b_1 h_1^3}{12}$$

$$I_{x2} = \frac{h_2 b_2^3}{12}$$

$$I_{x1} = \frac{40 \times 3^3}{12}$$

$$I_{x1} = \frac{3 \times 37^3}{12}$$

$$I_{x1} = 90 \text{ mm}^4$$

$$I_{x1} = 4920.75 \text{ mm}^4$$

Menentukan nilai besar gaya inersia (I_{tot}) serta nilai titik pusat batang(x^1)

$$\begin{aligned} I_1 &= I_{x1} + x_1^2 \cdot A_1 & I_2 &= I_{x2} + x_2^2 \cdot A_2 \\ I_1 &= 90 + 20^2 \cdot 120 & I_2 &= 4920.75 + 1.5^2 \cdot 111 \\ I_1 &= 48090 \text{ mm}^4 & I_2 &= 5170.5 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

- $$I_{tot} = 48090 + 5170.5$$

$$I_{tot} = 53260.5 \text{ mm}^4$$
- $$x^1 = \frac{(A_1 \cdot x_1) + (A_2 \cdot x_2)}{(A_1 + A_2)}$$

$$x^1 = \frac{(120 \times 20) + (111 \times 1.5)}{120 + 111} = 11.11 \text{ mm}$$

Mencari tegangan geser serta tegangan tarik pada suatu titik B dan D

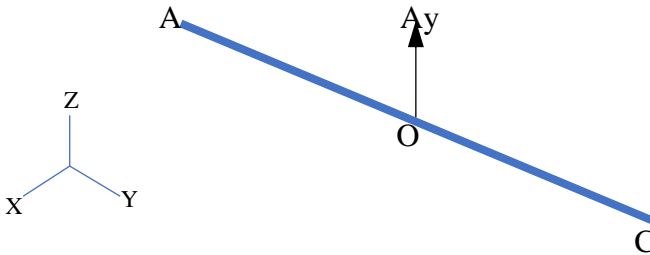
$$\tau_{akibat F} = \frac{By}{A_1 + A_2} = \frac{15.3}{0.000231} = 66233.8 \frac{N}{m^2} = 96.06 \text{ Psi}$$

Mencari tegangan minimum (S_s) yang dibutuhkan oleh material.

$S_s = \frac{\tau_{max} \times SF}{0.5}$, SF diambil nilai 2 karena rangka mendapatkan torsi/beban yang sama.

$$S_s = \frac{96.06 \times 2}{0.5} = 384.24 \text{ Psi}$$

Pada titik P dan titik O tidak mendapatkan tegangan geser yang sama, maka tegangan minimum material yang dibutuhkan juga tidak sama. Yang sama hanya arah dari beban yang mengenai rangka tersebut. Arah-arrah beban pada titik O ditunjukkan pada gambar 4.23.



Gambar 4. 23 Ilustrasi Beban pada Batang A-O-C

Mencari tegangan geser serta tegangan tarik pada suatu titik A dan C

$$\tau_{akibat F} = \frac{Ay}{A_1 + A_2} = \frac{262N}{0.000231} = 1134199.13 \frac{N}{m^2} = 1644 \text{ Psi}$$

Mencari tegangan minimum (S_s) yang dibutuhkan oleh material.

$S_s = \frac{\tau_{max} \times SF}{0.5}$, SF diambil nilai 2 karena rangka mendapatkan torsi/beban yang sama.

$$S_s = \frac{1644 \times 2}{0.5} = 6576 \text{ Psi}$$

Material yang digunakan adalah ST 37 dengan tegangan *ultimate* sebesar 20000 Psi. jadi, pada titik O dan titik P material rangka aman digunakan.

Berdasarkan teori statis tak tentu, didapatkan nilai pada tumpuan dan momen B dan D sebagai berikut :

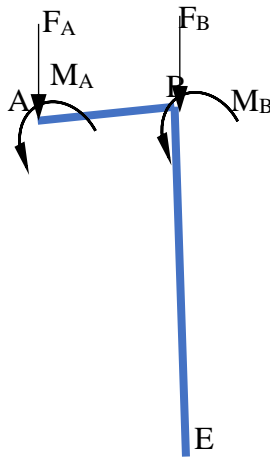
$$\begin{aligned} F_B = F_D &= \frac{1}{2} \times B_y & M_B = M_D &= \frac{1}{8} \times A_y \times BD \\ F_B = F_D &= \frac{1}{2} \times 15.3 & M_B = M_D &= \frac{1}{8} \times 15.3 \times 0.6 \\ F_B = F_D &= 7.65 \text{ N} & M_B = M_D &= 1.1475 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Sedangkan titik A dan C dapat dicari sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_A = F_C &= \frac{1}{2} \times A_y & M_B = M_D &= \frac{1}{8} \times A_y \times BD \\ F_B = F_D &= \frac{1}{2} \times 262 & M_B = M_D &= \frac{1}{8} \times 262 \times 0.6 \\ F_B = F_D &= 131 \text{ N} & M_B = M_D &= 19.65 \text{ Nm} \end{aligned}$$

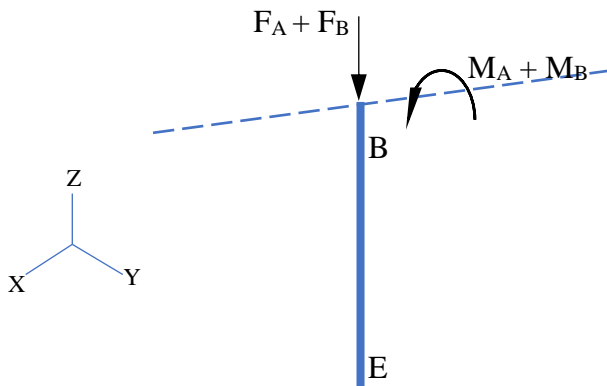
2. Perhitungan pada batang A-B-E

Perhitungan dilakukan pada batang A-B-E dengan beban terpusat F_A sebesar 262N. Panjang A-B sebesar 180mm dan panjang B-E sebesar 491mm. pada titik E diberikan tumpuan jepit. Beban terpusat sebesar F_A terletak titik A dan beban terpusat F_B terletak pada jarak titik B, terdapat beberapa gaya yang lain yang dapat dilihat pada gambar 4.24.



Gambar 4. 24 *Free Body Diagram* dari Rangka A-B-E

Pada gambar 4.24 dapat dilihat bahwa M_A pada titik A dapat dijumlahkan dengan M_B pada batang A-B. jadi, gaya-gaya yang tersisa adalah F_A dan M_A pada titik A dan F_B dan M_B pada titik B, pada titik E diberikan tumpuan jepit dan dikarenakan batang keseluruhan dianggap *rigid* gaya-gaya dapat diilustrasikan seperti pada gambar 4.25



Gambar 4. 25 Ilustrasi Beban pada Batang B-E

Berdasarkan peletakkan gaya-gaya yang terlihat pada gambar 4.25, dapat dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada titik E. Nilai-nilai gaya-gaya yang tertera pada gambar 4.25 dapat dijabarkan sebagai berikut :

$$F_A + F_B = 131 + 7.65 \text{ N} = 138.65 \text{ N}$$

$$M_A + M_B = 19.65 + 1.1475 = 20.7975 \text{ Nm}$$

Setelah mendapatkan nilai gaya-gaya seperti berikut, selanjutnya dihitung nilai tegangan tarik dan tegangan geser yang mengenai batang B-E dimana besar nilai tegangan inersia (I_{tot}) sebesar 53260.5 mm^4 , nilai titik pusat batang (x^1) sebesar 11.1 mm dan besar luar total dari batang (A_{tot}) adalah 231 mm^2 .

$$\sigma_{akibat F_A + F_B} = \frac{F}{A_{tot}} = \frac{138.65 \text{ N}}{0.000231} = 600216.45 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$= 870.47 \text{ Psi}$$

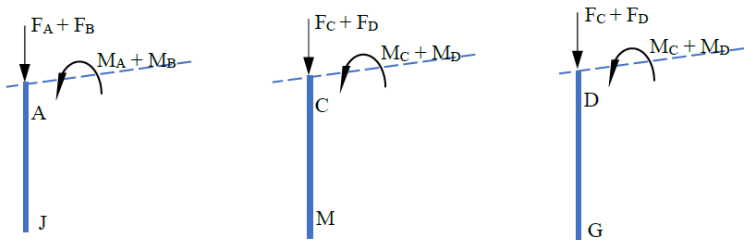
$$\sigma_{akibat M_A + M_B} = \frac{M_A + M_B \times x^1}{I_{tot}} = \frac{20.7975 \times 0.0111}{5.32605 \times 10^{-8}}$$

$$= 4338303.7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 6291.68 \text{ Psi}$$

Mencari tegangan ijin yang dibutuhkan material dengan mempertimbangkan tegangan tarik yang mengenai batang tersebut.

$S_s = \sigma_{max} \times SF$, SF diambil nilai 2 karena rangka mendapatkan torsi/beban yang sama.

$$S_s = 6291.68 \times 2 = 12583.36 \text{ Psi}$$



Gambar 4. 26 Gaya-gaya pada Batang D-G. Batang C-M dan Batang A-J

Gambar-gambar gaya pada batang D-G, batang C-M, dan batang A-J dapat dilihat pada gambar 4.26. berdasarkan gambar 4.26 dan gambar 4.25 didapatkan nilai tumpuan pada titik E, J, M, dan G. selain itu, didapatkan nilai momen pada titik E, J, M, dan G. penjabaran nilai-nilai dari gaya tersebut dapat dilihat sebagai berikut :

- $F_E = F_J = F_M = F_G = F_A + F_B$
 $F_E = F_J = F_M = F_G = 138.65 \text{ N}$
- $M_E = M_J = M_M = M_G = M_A + M_B$
 $M_E = M_J = M_M = M_G = 20.7975 \text{ Nm}$

Batang-batang yang terdapat pada gambar 4.25 dan gambar 4.26 perlu dilakukannya pengecekan *buckling*/bengkok dengan mengetahui gaya kritis atau gaya minimal (p) yang dapat diterima oleh batang, perumusan dapat dilihat sebagai berikut :

$$p = \frac{\pi \times E \times I}{L^2}$$

Untuk batang B-E dan batang D-G mempunyai gaya kritis yang sama karena panjang batang sama, sedangkan batang A-J dan C-M juga memiliki gaya kritis yang sama karena memiliki panjang yang sama. Nilai modulus elastisitas (E) sebesar 304579 Psi dengan momen inersia sebesar

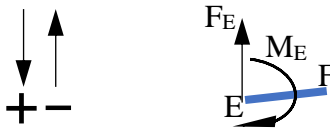
$$\begin{aligned}
 p_{B-E} = p_{D-G} &= \frac{3.14 \times 304579 \text{ Psi} \times \left(5.32605 \times 10^{-8} \times \frac{39.37^4}{1}\right) \text{ inc}^4}{19.3307^2 \text{ inc}^2} \\
 &= 3285.35 \text{ lb} = 454.2 \text{ N} \\
 p_{A-J} = p_{C-M} &= \frac{3.14 \times 304579 \text{ Psi} \times \left(5.32605 \times 10^{-8} \times \frac{39.37^4}{1}\right) \text{ inc}^4}{35.3937^2 \text{ inc}^2} \\
 &= 982 \text{ lb} = 135.8 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Dikarenakan gaya yang bekerja pada titik B dan titik D lebih kecil dari gaya kritis maka batang B-E dan batang D-G aman dari lengkungan/bengkok. Begitupun dengan titik A dan titik C yang memiliki nilai gaya yang lebih kacil dari nilai gaya

kritis makan batang A-J dan batang C-M juga aman dari lengkungan/bengkok.

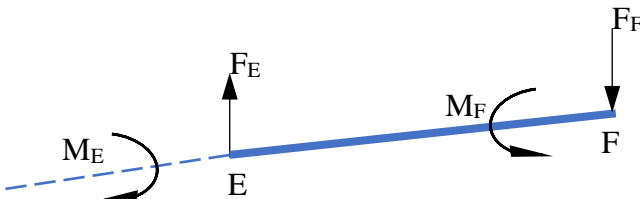
3. Perhitungan pada batang B-E-F

Perhitungan dilakukan pada batang B-E-F dengan beban terpusat F_{piringan} sebesar $2 \times 94.9 \text{ N}$. Panjang E-F sebesar 180 mm. pada titik F diberikan tumpuan jepit. Beban terpusat sebesar F_E terletak pada titik E terlihat pada gambar 4.27



Gambar 4. 27 *Free Body Diagram* dari Rangka B-E-F

Pada gambar 4.27 dapat dilihat bahwa F_E akan menimbulkan momen yang searah sumbu Y pada titik F.



Gambar 4. 28 Ilustrasi Beban pada Batang E-F

Berdasarkan peletakkan gaya-gaya yang terlihat pada gambar 4.28, dapat dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada batang E-F, dimana nilai gaya pada titik F sama dengan gaya pada titik E, begitupun dengan nilai momen pada titik F sama dengan nilai momen pada titik E. Nilai-nilai gaya-gaya yang tertera pada gambar 4.28 dapat dijabarkan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_E &= F_F = 138.65 \text{ N} \\ M_E &= M_F = 20.7975 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan nilai gaya-gaya seperti berikut, selanjutnya dihitung nilai tegangan tarik dan tegangan geser yang mengenai titik F. dimana besar nilai tegangan inersia (I_{tot}) sebesar 53260.5 mm^4 , nilai titik pusat batang (x^1) sebesar 11.11 mm dan besar luar total dari batang (A_{tot}) adalah 231 mm^2 .

$$\tau_{akibat FF} = \frac{F}{A_{tot}} = \frac{138.65 \text{ N}}{0.000231} = 600216.45 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 870.47 \text{ Psi}$$

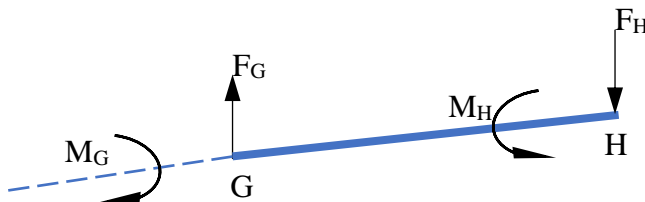
$$\tau_{akibat MF} = \frac{(M_F) \times x^1}{I_{tot}} = \frac{20.7975 \times 0.01111}{5.32605 \times 10^{-8}} = 4338303.7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 629.1 \text{ Psi}$$

Mencari tegangan ijin yang dibutuhkan material dengan mempertimbangkan tegangan geser yang mengenai batang tersebut.

$S_s = \frac{\tau_{max} \times SF}{0.5}$, SF diambil nilai 2 karena rangka mendapatkan torsi/beban yang sama.

$$S_s = \frac{870.47 \times 2}{0.5} = 3481.88 \text{ Psi}$$

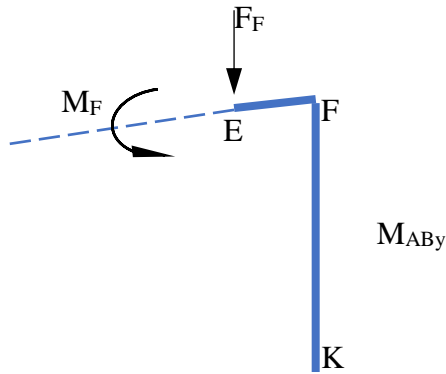
Tegangan yang berpengaruh pada batang E-F dan G-H sama, dikarenakan gaya-gaya yang bekerja juga sama. Nilai dapat dilihat pada gambar 4.19 dan gambar 4.29.



Gambar 4. 29 Ilustrasi Beban pada Batang G-H

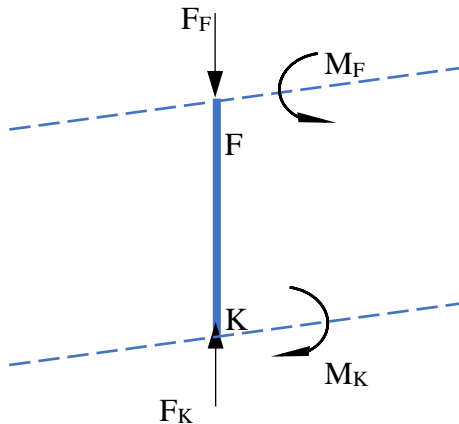
4. Perhitungan pada batang F-K

Perhitungan dilakukan pada batang E-F-K dengan beban terpusat $F_{piringan}$ sebesar $2 \times 94.9 \text{ N}$. Panjang E-F sebesar 180 mm dan panjang F-K sebesar 408 mm . pada titik K diberikan tumpuan jepit. Beban terpusat sebesar $F_{piringan}$ terletak pada titik E terlihat pada gambar 4.31



Gambar 4. 30 *Free Body Diagram* dari Rangka E-F-K

Pada gambar 4.30 dapat dilihat bahwa F_F akan menimbulkan gaya balik pada titik K dengan besar yang sama dengan F_F dan menimbulkan momen yang sama juga. Lihat pada gambar 4.31



Gambar 4. 31 Ilustrasi Beban pada Batang F-K

Berdasarkan peletakkan gaya-gaya yang terlihat pada gambar 4.30, dapat dilakukan perhitungan gaya-gaya yang

bekerja pada batang E-F. Nilai-nilai gaya-gaya yang tertera pada gambar 4.31 dapat dijabarkan sebagai berikut :

$$F_F = F_K = 138.65 \text{ N}$$

$$M_F = M_K = 20.7975 \text{ Nm}$$

Setelah mendapatkan nilai gaya-gaya seperti berikut, selanjutnya dihitung nilai tegangan tarik dan tegangan geser yang mengenai titik K. dimana besar nilai tegangan inersia (I_{tot}) sebesar 53260.5 mm^4 , nilai titik pusat batang (x^1) sebesar 11.1 mm dan besar luar total dari batang (A_{tot}) adalah 231 mm^2 .

$$\sigma_{akibat FK} = \frac{F}{A_{tot}} = \frac{138.65 \text{ N}}{0.000231} = 600216.45 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 870.47 \text{ Psi}$$

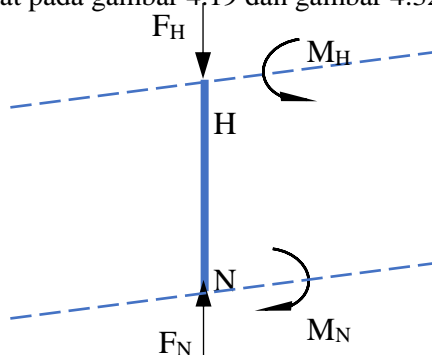
$$\tau_{akibat MF} = \frac{(M_F) \times x^1}{I_{tot}} = \frac{20.7975 \times 0.01111}{5.32605 \times 10^{-8}} = 4338303.7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 6291.68 \text{ Psi}$$

Mencari tegangan ijin yang dibutuhkan material dengan mempertimbangkan tegangan tarik yang mengenai batang tersebut.

$S_s = \sigma_{max} \times SF$, SF diambil nilai 2 karena rangka mendapatkan torsi/beban yang sama.

$$S_s = 6291.68 \times 2 = 12582.4 \text{ Psi}$$

Tegangan yang berpengaruh pada batang F-K dan H-N sama, dikarenakan gaya-gaya yang bekerja juga sama. Nilai dapat dilihat pada gambar 4.19 dan gambar 4.32.



Gambar 4. 32 Ilustrasi Beban pada Batang H-N

Batang-batang yang terdapat pada gambar 4.31 dan gambar 4.32 perlu dilakukannya pengecekan *buckling*/bengkok dengan mengetahui gaya kritis atau gaya minimal (p) yang dapat diterima oleh batang, perumusan dapat dilihat sebagai berikut :

$$p = \frac{\pi^2 E I}{L^2}$$

Untuk batang B-E dan batang D-G mempunyai gaya kritis yang sama karena panjang batang sama, sedangkan batang A-J dan C-M juga memiliki gaya kritis yang sama karena memiliki panjang yang sama. Nilai modulus elastisitas (E) sebesar 304579 Psi dengan momen inersia sebesar

$$\begin{aligned} p_{F-K} = p_{H-N} &= \frac{3.14 \times 304579 \text{ Psi} \times \left(5.32605 \times 10^{-8} \times \frac{39.37^4}{1} \right) \text{ inc}^4}{16.064^2 \text{ inc}^2} \\ &= 4780.32 \text{ lb} = 660.9 \text{ N} \end{aligned}$$

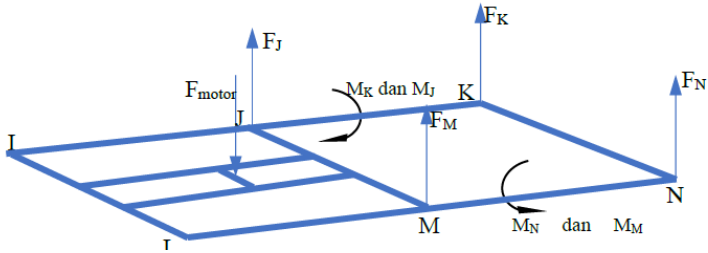
$$F_F = F_H \leq p \text{ (Aman)}$$

$$138.65 \leq 660.9 \text{ (Aman)}$$

Karena nilai gaya yang bekerja pada titik F dan titik H lebih kecil dari gaya kritis, maka batang F-K dan batang H-N aman dari lengkungan atau bengkok.

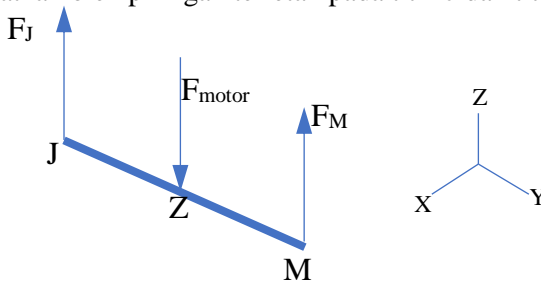
5. Perhitungan pada batang J-M dari pengaruh putaran piringan dan putaran motor

Pada perhitungan batang J-M memerlukan Analisa alas alat perajang bahan baku keripik seperti pada gambar 4.33. dimana gaya-gaya yang terdapat pada alas dipengaruhi oleh beban piringan (F_{piringan}) dan beban motor (F_{motor}).



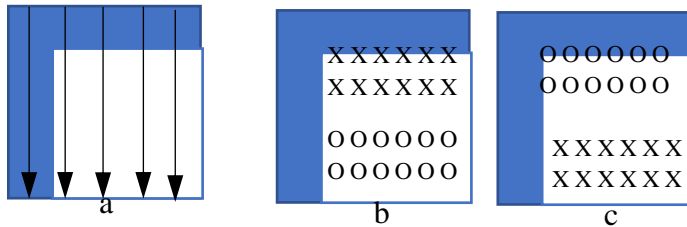
Gambar 4. 33 *Free Body Diagram* Alas Perajang Bahan Keripik

Pada alas perajang bahan baku keripik ini, nilai momem yang terdapat pada batang saling menghilangkan. Oleh karena itu, beban yang mempengaruhi batang alas murni dari beban piringan dan beban motor. Dimana pengujian perhitungan yang dipilih ada batang J-M karena langsung dipengaruhi oleh beban-beban tersebut. FBD batang J-M dapat dilihat pada gambar 4.34. Tumpuan engsel ditempatkan pada titik J dan tumpuan *roll* ditempatkan pada titik M. beban yang diakibatkan motor terletak 300mm dari titik J, sedangkan beban yang diakibatkan oleh piringan terletak pada titik J dan titik M.



Gambar 4. 34 *Free Body Diagram* pada Batang J-M

Batang J-M akan ditinjau pada titik dengan jarak 300mm dari J. titik tersebut akan diberisimbol Z, dengan kata lain titik yang ditinjau tepat pada tengah-tengah batang. Pada titik Z dapat diibaratkan/diilustrasikan sebagai berikut :



Gambar 4. 35 Ilustrasi Gaya-gaya yang Bekerja pada Titik Z
 a) tegangan geser akibat gaya b) tegangan tarik akibat momen
 yang terdapat pada titik M c) tegangan tarik akibat momen
 yang terdapat pada titik J

Berdasarkan peletakkan gaya-gaya yang terlihat pada gambar 4.36, gaya akibat momen saling menghilangkan, jadi besar tegangan geser yang mempengaruhi hanya berdasarkan beban akibat piringan dan beban akibat motor. Nilai-nilai gaya-gaya yang tertera pada gambar 4.35 dapat dijabarkan sebagai berikut :

$$F_M + F_J + F_{motor} = -138.65N - 138.65N + 175N = -102.3 N$$

Setelah mendapatkan nilai gaya-gaya seperti berikut, selanjutnya dihitung nilai tegangan tarik dan tegangan geser yang mengenai batang E-F. dimana besar nilai tegangan inersia (I_{tot}) sebesar 53260.5 mm^4 , nilai titik pusat batang (x^1) sebesar 11.1 mm dan besar luar total dari batang (A_{tot}) adalah 231 mm^2 .

$$\begin{aligned} \tau_{akibat\ 2F\ piringan} &= \frac{F}{A_{tot}} = \frac{102.3\ N}{0.000231} = 442857.14\ \frac{N}{m^2} \\ &= 64.23\ Psi \end{aligned}$$

Mencari tegangan ijin yang dibutuhkan material dengan mempertimbangkan tegangan tarik yang mengenai batang tersebut.

$$S_s = \frac{\tau_{max} \times SF}{0.5}, \text{ SF diambil nilai 2 karena rangka mendapatkan torsi/beban yang sama.}$$

$$S_s = \frac{64.23 \times 2}{0.5} = 11358.52 \text{ Psi}$$

Data tegangan geser pada rangka dapat dilihat pada tabel 4.16. nilai tegangan geser terbesar terdapat pada batang yang mendekati beban dari piringan. Sedangkan data gaya kritis lengkungan dapat dilihat pada tabel 4.17.

Tabel 4. 16 Data Tegangan geser dan Tegangan Tarik yang Terjadi pada Rangka Alat Perajang Bahan Baku Keripik menggunakan Material ST 37 dalam Psi (Pound per square inc)

Titik	Tegangan geser	Tegangan Tarik	Tegangan Material	Tegangan Ijin	Kesimpulan
A	1644		20000	6576	Aman
B	96.06		20000	384.24	Aman
C	1644		20000	6576	Aman
D	96.06		20000	384.24	Aman
E		6291.68	20000	12583.36	Aman
F	870.47		20000	3481.88	Aman
G		6291.68	20000	12583.36	Aman
H	870.47		20000	3481.88	Aman
I	64.23		20000	256.9	Aman
J	1644		20000	6576	Aman
K		6291.68	20000	12582.4	Aman
L	64.23		20000	256.9	Aman
M	1644		20000	6576	Aman
N		6291.68	20000	12582.4	Aman

Tabel 4. 17Data Gaya yang bekerja pada Batang Rangka dengan Gaya Kritis Lengkungan (N)

Batang	Gaya	Gaya Kritis	Kesimpulan
A-J	131	135.8	Aman
B-E	7.65	454.2	Aman

D-G	7.65	454.2	Aman
C-M	131	135.8	Aman
F-K	138.65	660.9	Aman
H-N	138.65	660.9	Aman

4.5.2 Perancangan dan Perhitungan Ergonomis Rangka

Perhitungan ergonomis dipengaruhi oleh gerak yang dilakukan manusia dalam jangka waktu yang panjang. Perhitungan ini dibagi menjadi dua bagian, diantaranya perhitungan *ergonomis grade A* (paket atas) dan nilai perhitungan *ergonomis grade B* (paket bawah). Perhitungan dapat dilakukan seperti pada gambar 2.19. Perhitungan ergonomis dilakukan untuk untuk *grade A* dapat dilihat dibawah ini :

Penilaian *ergonomis grade A* meliputi pergerakan tangan, lengan atas, lengan bawah, dan pergelangan tangan.

1) Perhitungan lengan atas.

Pergelangan tangan atas memiliki sudut 90^0 yang bernilai ergonomis sebesar +3

2) Perhitungan lengan bawah

Pergelangan bawah tidak memiliki pergerakan, maka nilai ergonomisnya sebesar +2

3) Pergelangan tangan

Pada pergelangan tangan, tidak mengalami pergerakan diluar 15^0 , maka nilai ergonomisnya sebesar +1

4) Perhitungan puntiran tangan

Puntir lengan operator tidak digerakkan keluar sesuai gampang sulit, maka nilai ergonomisnya sebesar +1

Setelah perhitungan penentuan nilai ergonomis selesai, untuk mengetahui nilai ergonomis grup A dapat dilihat pada tabel 2.10. berdasarkan tabel tersebut, didapatkan nilai ergonomis grup A sebesar +3. Lihat tabel 4.18

Tabel 4. 18 Nilai Ergonomis Suatu Benda pada Grup A

Lengan atas	Lengan bawah	Nilai Pergelangan Tangan							
		1		2		3		4	
		Puntiran	Puntiran	Puntiran	Puntiran	Puntiran	Puntiran	Puntiran	Puntiran
		1	2	1	2	1	2	1	2
1	1	1	2	2	2	2	3	3	3
	2	2	2	2	2	3	3	3	3
	3	2	3	3	3	3	3	4	4
2	1	2	3	3	3	3	4	4	4
	2	3	3	3	3	3	4	4	4
	3	2	4	4	4	4	4	5	5
3	1	3	3	4	4	4	4	5	5
	2	3	4	4	4	4	4	5	5
	3	4	4	4	4	4	5	5	5
4	1	4	4	4	4	4	5	5	5
	2	4	4	4	4	4	5	5	5
	3	4	4	4	5	5	5	6	6
5	1	5	5	5	5	5	6	6	7
	2	5	6	6	6	6	7	7	7
	3	6	6	6	7	7	7	7	8
6	1	7	7	7	7	7	8	8	9
	2	8	8	8	8	8	9	9	9
	3	9	9	9	9	9	9	9	9

Penilaian ergonomis grup A meliputi pergerakan tangan, lengan atas, lengan bawah, dan pergelangan tangan.

1) Perhitungan leher

Operator tidak membutuhkan tekukan leher. Diperkirakan sudut leher $\leq 15^\circ$. Maka nilai ergonomisnya sebesar 1

2) Perhitungan punggung

Saat pengoperasian, diharapkan operator tidak membungkuk. Jadi punggung operator dalam posisi tegak. Nilai ergonomisnya sebesar 1

3) Perhitungan kaki

Kaki operator tidak mengalami penerimaan beban/beban seimbang. Maka nilai ergonomisnya sebesar 1

Setelah perhitungan diatas, kita membuat kesimpulan nilai ergonomis grup B dengan melihat tabel 2.11. Didapatkan nilai ergonomis sebesar +1. Lihar tabel 4.19

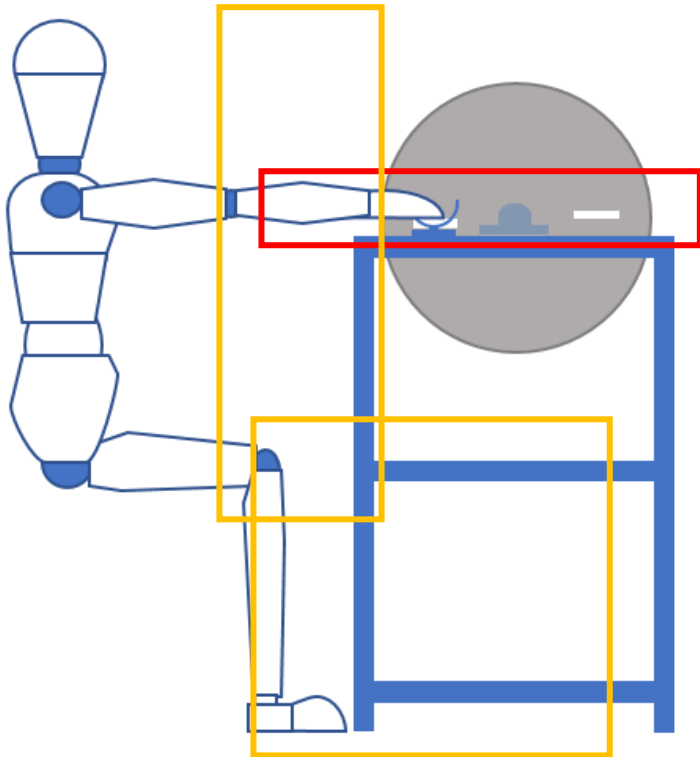
Tabel 4. 19 Nilai Ergonomis Suatu Benda pada Grup B

Nilai postur leher	Nilai Postur Punggung											
	1		2		3		4		5		6	
	Kaki		Kaki		Kaki		Kaki		Kaki		Kaki	
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
1	1	3	2	3	3	4	5	5	6	6	7	7
2	2	3	2	3	4	5	5	5	6	7	7	7
3	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	7	7
4	5	5	5	6	6	7	7	7	7	7	8	8
5	7	7	7	7	7	8	8	8	8	8	8	8
6	8	8	8	8	8	8	8	9	9	9	9	9

Pada gambar 4.36 menjelaskan bahwa alat tersebut didesain dengan mempertimbangkan nilai ergonomis supaya nyaman digunakan dalam jangka waktu yang panjang. Kotak berwarna merah pada gambar 4.36 menjelaskan bahwa bagian tersebut merupakan nilai ergonomis grup A. sedangkan kotak berwarna kkuning menunjukkan bahwa bagian tersebut merupakan nilai ergonomis grup B. setelah kita menghitung dari masing-masing grup tersebut, kita bisa mencari atau menghitung nilai akhir dari nilai ergonomis perancangan tersebut dengan menggunakan tabel 2.17.

Perhitungan nilai final dari ergonomis memerlukan nilai dari grup A dan nilai grup B yang dipengaruhi oleh otot dan beban. Lihat diagram alir pada gambar 2.19. huruf C menyimbolkan penjumlahan dari nilai postur grup A, otot, dan

beban. Sedangkan huruf D menyimbolkan penjumlahan dari nilai postur grup B, otot, dan beban.



Gambar 4. 36 Ilustrasi serta Pembagian nilai ergonomis pada grup A dan Grup B

Penilai ini dapat dirincikan seperti dibawah ini :

1) Mencari nilai C

Nilai C didapatkan dari nilai postur grup A, otot, dan beban.

- Nilai postur grup A sebesar +3
- Nilai otot yang melakukan kegiatan berulang-ulang sebanyak 4 kali lebih dalam 1 menit, maka nilai ergonomis sebesar 0

- Tidak ada beban selama pelaksanaan, maka nilai ergonomis akibat beban sebesar 0

Oleh karena itu, nilai akhir penilaian C sebesar +3

2) Mencari nilai D

Nilai D didapatkan dari nilai postur grup B, otot, dan beban.

- Nilai postur grup B sebesar +1
- Tidak ada pergerakan aktif pada operator menyebabkan nilai ergonomis akibat otot sebesar +1
- Tidak ada beban selama pelaksanaan, maka nilai ergonomis akibat beban sebesar 0

Oleh karena itu, nilai akhir penilaian D sebesar +2

Setelah mendapatkan nilai C dan D, kita bisa memastikan nilai ergonomis suatu alat dengan menggunakan tabel 2.14, dengan beberapa tindakan yang akan dijelaskan pada tabel 4.20. berdasarkan tabel 4.19 disimpulkan bahwa nilai ergonomisnya sebesar 3, yang mana dapat diartikan bahwa alat tersebut sudah ergonomis. Lebih tepatnya dapat dilihat pada tabel 2.15

Tabel 4. 20 Hasil Akhir pada Nilai ergonomis

	Nilai D							
		1	2	3	4	5	6	7
Nilai C	1	1	2	3	3	4	5	5
	2	2	2	3	4	4	5	5
	3	3	3	3	4	4	5	6
	4	3	3	3	4	5	6	6
	5	4	4	4	5	6	7	7
	6	4	4	5	6	6	7	7
	7	5	5	6	6	7	7	7
	8	5	5	6	7	7	7	7

4.6 Hasil Akhir Perhitungan

Berdasarkan dari subbab-subbab yang telah dijelaskan, dapat disimpulkan menjadi beberapa poin-poin seperti berikut ini :

1. Alat perajang bahan baku keripik mampu merajang berbagai macam bahan baku keripik(multiguna) diantaranya sukun, ketela pohon dan ketela rambat dengan waktu pemotongan pada hari kedua setelah panen (pengambilan dari pohonnya).
2. Nilai tegangan geser material bahan baku keripik sebesar 6605.9 Pa atau 0.96 Psi.
3. Alat perajang bahan baku keripik memiliki dimensi 72x60x99.9 cm dengan pertimbangan anthropometri.
4. Jumlah pisau dan sudut pisau dapat dilihat pada tabel 4.21

Tabel 4. 21Kebutuhan Sudut Pisau (α) dan Jumlah Pisau (z)

Tebal	z (biji)	α ($^{\circ}$)	$\alpha + \beta$ ($^{\circ}$)
0.001	2	2.4	47.5
0.002		4.0	49
0.003		5.4	50.4
0.004		6.6	51.6

Piringan pisau terbuat dari stainless stell berdiameter 30cm dengan tebal 1.5 cm. piringan dilubangi sebesar 10x3 cm sebanyak 2 buah untuk tempat pisau rajang. Pisau rajang terbuat dari baja stell dengan ukuran 10x2x0.2 cm.

5. Motor yang digunakan merupakan motor AC bertipe IM 1001 (IM B3) dari katalog “standart motor catalog TECO e-motion” dengan kapasitas 0.5 Hp dan putaran sebesar 915RPM.
6. Transmisi yang digunakan berupa sabuk V tipe B berbahan dasar EPDM Rubber.

7. Poros menggunakan material ST 37 dengan diameter sebesar 2.5cm.
8. Alat perajang tersebut menggunakan pasak berbentuk persegi dengan ukuran seperti pada tabel 4.22. Sedangkan *bearing* yang digunakan bertipe *single raw deep groove ball bearing* dengan diameter sebesar 2.5 cm dengan tebal 1.2 cm.

Tabel 4. 22 Kesimpulan Dimensi Pasak pada Setiap Bagian dalam mm

Pasak pada	Panjang (l)	b perencanaan	2t perencanaan
<i>Pulley 1</i>	22	3	3
<i>Pulley 2</i>	51	3	3
Piringan	15	3	3
<i>Bearing 1</i>	12	3	3
<i>Bearing 2</i>	12	3	3

9. Material yang digunakan untuk rangka alat tersebut adalah ST 37 dengan dimensi 72x60x99.9 cm
10. Nilai kenyamanan pada alat perajang bahan baku keripik ini sebesar 3 yang dapat diartikan bahwa alat tersebut sudah ergonomis (nyaman/sesuai dengan kebutuhan operator)

4.7 Kelebihan dan Kekurangan dengan Alat yang sudah Ada

Pada setiap perancangan alat pasti dipertimbangkan kelebihan dan kekurangan dari alat-alat yang sudah ada. Oleh karena itu, pada subbab ini, akan ditampilkan kelebihan dan kekurangan dari alat yang akan dirancang dengan alat yang sudah ada. Kelebihan dan kekurangan tersebut dapat dilihat pada tabel 4.23. perhitungan nilai kenyamanan untuk alat

konvensional dan alat semi otomatis dapat dilihat pada tabel 4.25 dengan ilustrasi pada gambar 4.38

Tabel 4. 23 Kelebihan dan Kekurangan antara Alat yang sudah ada dengan Alat yang akan Dirancang

No	Data	Alat yang dirancang	Alat Konvensional	Alat Semi-otomatis
1	Kapasitas	65 kg/jam	8 kg/jam	22kg/jam
2	Tenaga	Motor listrik	Operator	Operator
3	Kenyamanan	Sudah nyaman	Tidak nyaman	Tidak nyaman
4	Bahan yang dirajang	Ketela pohon, ketela rambat, sukun	Ketela pohon	Ketela pohon
5	Ketebalan hasil potong	4 ketebalan	1 ketebalan	1 ketebalan
6	Daya	370 watt	-	-

Penilaian kenyamanan untuk alat yang sudah ada dapat dilakukan sesuai dengan penilaian kenyamanan pada alat yang sedang dirancang. Meliputi penilaian *ergonomis grade A* yang terdiri dari pergerakan tangan, lengan atas, lengan bawah, dan pergelangan tangan.

- 1 Perhitungan lengan atas.

Pergelangan tangan atas memiliki sudut kurang dari 90^0 yang bernilai ergonomis sebesar +2

- 2 Perhitungan lengan bawah

Pergelangan bawah tidak memiliki pergerakan, maka nilai ergonomisnya sebesar +1

3 Pergelangan tangan

Pada pergelangan tangan, tidak mengalami pergerakan diluar 15^0 , maka nilai ergonomisnya sebesar +1

4 Perhitungan puntiran tangan

Puntir lengan operator tidak digerakkan keluar sesuai gampang sulit, maka nilai ergonomisnya sebesar +1

Setelah perhitungan penentuan nilai ergonomis selesai, untuk mengetahui nilai ergonomis grup A dapat dilihat pada tabel 2.12. berdasarkan tabel tersebut, didapatkan nilai ergonomis grup A sebesar +2. Lihat tabel 4.24

Tabel 4. 24 Nilai Ergonomis Suatu Benda pada Grup A

Len gan atas	Len gan baw ah	Nilai Pergelangan Tangan							
		1		2		3		4	
		Punti ran	Punti ran	Punti ran	Punti ran	Punti ran	Punti ran	Punti ran	Punti ran
1	1	1	2	1	2	1	2	1	2
	2	2	2	2	2	3	3	3	3
	3	2	3	3	3	3	3	4	4
2	1	2	3	3	3	3	4	4	4
	2	2	3	3	3	3	4	4	4
	3	3	4	4	4	4	4	5	5
3	1	3	3	4	4	4	4	5	5
	2	3	4	4	4	4	4	5	5
	3	4	4	4	4	4	5	5	5
4	1	4	4	4	4	4	5	5	5
	2	4	4	4	4	4	5	5	5
	3	4	4	4	5	5	5	6	6
5	1	5	5	5	5	5	6	6	7
	2	5	6	6	6	6	7	7	7
	3	6	6	6	7	7	7	7	8
6	1	7	7	7	7	7	8	8	9
	2	8	8	8	8	8	9	9	9
	3	9	9	9	9	9	9	9	9

Penilaian ergonomis grup A meliputi pergerakan tangan, lengan atas, lengan bawah, dan pergelangan tangan.

1. Perhitungan leher

Operator tidak membutuhkan tekukan leher. Diperkirakan sudut leher $\geq 15^0$. Maka nilai ergonomisnya sebesar +3

2. Perhitungan punggung

Saat pengoperasian, operator membungkuk $\geq 20^0$. Nilai ergonomisnya sebesar +3

3. Perhitungan kaki

Kaki operator mengalami penerimaan beban/beban seimbang. Maka nilai ergonomisnya sebesar +2

Setelah perhitungan diatas, kita membuat kesimpulan nilai ergonomis grup B dengan melihat tabel 2.13. Didapatkan nilai ergonomis sebesar +5. Lihar tabel 4.28

Tabel 4. 25 Nilai Ergonomis Suatu Benda pada Grup B

Nilai postur leher	Nilai Postur Punggung											
	1		2		3		4		5		6	
	Kaki		Kaki		Kaki		Kaki		Kaki		Kaki	
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
1	1	3	2	3	3	4	5	5	6	6	7	7
2	2	3	2	3	4	5	5	5	6	7	7	7
3	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	7	7
4	5	5	5	6	6	7	7	7	7	7	8	8
5	7	7	7	7	7	8	8	8	8	8	8	8
6	8	8	8	8	8	8	8	9	9	9	9	9

Perhitungan nilai final dari ergonomis memerlukan nilai dari grup A dan nilai grup B yang dipengaruhi oleh otot dan beban. Huruf C menyimbolkan penjumlahan dari nilai postur grup A, otot, dan beban. Sedangkan huruf D menyimbolkan penjumlahan dari nilai postur grup B, otot, dan beban.

Penilai ini dapat dirincikan seperti dibawah ini :

3) Mencari nilai C

Nilai C didapatkan dari nilai postur grup A, otot, dan beban.

- Nilai postur grup A sebesar +2
- Nilai otot yang melakukan kegiatan berulang-ulang sebanyak 4 kali lebih dalam 1 menit, maka nilai ergonomis sebesar 0
- Tidak ada beban selama pelaksanaan, maka nilai ergonomis akibat beban sebesar 0

Oleh karena itu, nilai akhir penilaian C sebesar +2

4) Mencari nilai D

Nilai D didapatkan dari nilai postur grup B, otot, dan beban.

- Nilai postur grup B sebesar +5
- Tidak ada pergerakan aktif pada operator menyebabkan nilai ergonomis akibat otot sebesar +1
- Tidak ada beban selama pelaksanaan, maka nilai ergonomis akibat beban sebesar 0

Oleh karena itu, nilai akhir penilaian D sebesar +6

Setelah mendapatkan nilai C dan D, kita bisa memastikan nilai ergonomis suatu alat dengan menggunakan tabel 2.16, dengan beberapa tindakan yang akan dijelaskan pada tabel 2.17. berdasarkan tabel 4.25 disimpulkan bahwa nilai ergonomisnya sebesar 5, yang mana dapat diartikan bahwa alat tersebut harus dilakukan investigasi ulang/perbaikan rancangan. Lebih tepatnya dapat dilihat pada tabel 2.17.

Tabel 4. 26 Hasil Akhir pada Nilai ergonomis

Nilai C	Nilai D							
		1	2	3	4	5	6	7
1	1	1	2	3	3	4	5	5
2	2	2	2	3	4	4	5	5

	3	3	3	3	4	4	5	6
	4	3	3	3	4	5	6	6
	5	4	4	4	5	6	7	7
	6	4	4	5	6	6	7	7
	7	5	5	6	6	7	7	7
	8	5	5	6	7	7	7	7



Gambar 4. 37 Perajangan Bahan Baku dengan Alat Rajang Semi-Otomatis

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada pembuatan tugas akhir ini, hasil pengerjaan dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Alat perajang bahan baku keripik dapat digunakan untuk merajang 3 bahan baku yaitu ketela pohon, ketela rambat, dan sukun dengan waktu pemotongan dilakukan pada hari kedua setelah panen.
2. Alat perajang bahan baku keripik menggunakan 2 pisau potong berbahan baja steel yang ditempelkan pada piringan pisau berbahan stainless steel dengan 4 ketebalan.
3. Alat perajang bahan baku keripik menggunakan motor AC dengan kapasitas 0.5Hp dengan kecepatan putaran 70RPM.
4. Transmisi yang digunakan pada alat perajang bahan baku keripik merupakan pasangan *v-belt* dan *pulley* dengan diameter *pulley* 590mm dan 45mm. *V-belt* yang digunakan berbahan dasar *rubber EPDM*.
5. Alat perajang bahan baku keripik memiliki dimensi sebesar 72x60x99.9cm dengan pertimbangan anthropometri. Material yang digunakan dalam pembuatan rangka adalah ST 37 dengan nilai ergonomis sebesar 3 yang dapat diartikan bahwa alat tersebut sudah nyaman digunakan.

5.2 Saran

Dari hasil analisa yang telah dilakukan terdapat beberapa saran dan rekomendasi sebagai bahan rujukan untuk penelitian selanjutnya. Adapun beberapa saran tersebut antara lain,

1. Sebaiknya dilakukan perancangan ulang untuk memperbaiki nilai ergonomis alat perajang bahan baku keripik

2. Sebaiknya dilakukan perancangan ulang untuk alat perajang bahan baku peripik yang semi otomatis.

DAFTAR PUSTAKA

- Abidin, P.E, dkk. 2005. Adaptation and Stability of Sweet Potato Varieties for Low-input System in Ugada. **Plant Breeding** **124**, 491-497. Berlin
- Arief, Syahrir. 2015. “Rancang Bangun Mesin Pencacah Rumput Gajah”. **Proceeding Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin XIV (SNTTM XIV) No. MT 37**. Banjarmasin
- Badan Pusat Statistik**. 2017. Rata-rata Konsumsi Per Kapita Seminggu Beberapa Macam Bahan Makanan Penting 2007-2016. Diakses pada 6 Nopember
- Badan Pusat Statistik**. 2017. Produksi Ubi Jalar Menurut Provinsi (ton) 1993-2015. Diakses pada 6 Nopember
- Badan Pusat Statistik**. 2017. Produksi Ubi Kayu Menurut Provinsi (ton) 1993-2015. Diakses pada 6 Nopember
- Batan, I Made Londen. 2012. **Desain Produk**. Surabaya : Guna Widya
- Doutschman, aaron d, dkk. 1975. **Mechine Design Theory and Practice**. London : Collier Macmillan Publishers dan Macmillan Publising Co., Inc.
- Husna, Saidatul. 2010. “Pembuatan Tepung Ubi Jalar Ungu (*Ipomoea batatas* varietas *ayamurasaki*) dan Aplikasinya dalam Pembuatan Roti Tawar”. **Skripsi di departemen ilmu dan teknologi pangan, fakultas teknologi pertanian, institute pertanian bogor**. Bogor
- Kementrian Perdagangan Republik Indonesia**. 2017. Produksi dan Perdagangan Indonesia. http://inatrims.kemendag.go.id/id/product/detail/produksi-dan-perdagangan-indonesia_504/?market=cn. Diakses pada 20 Nopember 2017
- Luthfi, Musthofa, dkk. 2010. “Rancang Bangun Perajang Ubi Kayu Pisau Horizontal”. **Jurnal Rekayasa Mesin vol. 1, No. 2 Tahun 2010 : 41-46** ISSN 0216-468X
- Multy karya abadi pengiris keripik. 2016. **Jual Pematong Singkong, Pematong Pisang, Pematong Bawang,**

- Serutan Es.** www.pengiriskeripik.com. Diakses pada Maret 2017
- Pinem, Mhd. Daud. 2010. **Mekanika Kekuatan Material Lanjut Dilengkapi Soal dan Pembahasan**. Bandung : Rekayasa Sains
- Putra, Eko. 2009. Perbaikan Rancang Alat Pemotong Singkong dengan Mekanisme Pedal Kaki untuk Meningkatkan Produksi dengan Prinsip Ergonomi. **Skripsi Jurusan Teknik Industri Fakultas Teknik Universitas Sebelas Maret**. Surakarta
- Romli,dkk. 2011. Mekanisme Pemotongan Tempe untuk Keripik Menggunakan Pisau Rotasi. **Jurnal Austenit Vol. 3, No. 2**
- Rusdiana, Liza, dkk. 2014. Analisa Gaya dan Daya Mesin Pencacah Rumput Gajah Berkapasitas 1350 kg/jam. **Jurnal Energi dan Manufaktur Vol.7, No. 2**, 119-224
- Santosa, Agus dan Prakosa, Cucut. 2010. Karakteristik Tape Buah Sukun Hasil Fermentasi Penggunaan Konsentrasi Ragi yang Berbeda. **Magistra No. 73 th XXII** ISSN 0215-9511
- Sugiyanto, dkk. 2017. Pengolahan Ubi Jalar Sebagai Bahan Baku Keripik Di Desa Jatikerto Kecamatan Kromengan Kabupaten Malang. **Seminar Nasional Inovasi Dan Aplikasi Di Industri 2017** ISSN 2085-4218
- Sularso, Kiyokatsu Suga. 2002. **Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin**. Jakarta : Pradya Paramita
- Uslianti, Silvia, dkk. 2015. Rancang Bangun Mesin Pengiris Tempe untuk Kelompok Usaha Dusun Karya I. **Jurnal ELKHA Vol.7, No.2**
- Yani, Neng Sri Novi Fitri dan Suhendra, Ardhan. 2015. Perancangan Ulang Alat Perajang Ubi Kayu dengan Pendekatan Ergonomi (Studi Kasus : Buah Tangan Dua Bunda). **Seminar Nasional Teknologi Informasi , Komunikasi, dan Industri (SNTIKI) 7** ISSN 2085-9902
- Zuraida, Nani dan Supriati, Yati. 2001. Usaha Ubi Jalar sebagai Bahan Pangan Alternatif dan Diversifikasi Sumber

Karbohidrat. **Buletin Agrobio** 4(1):13-23 Balai
Penelitian Bioteknologi Tanaman Pangan

(halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

LAMPIRAN 1

SUPER GRIPBELT® BELTS

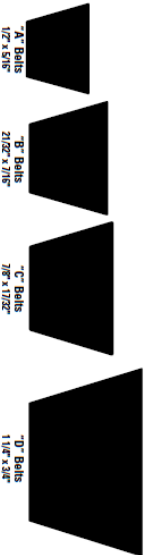


Table No.1

SUPER GRIPBELT BELTS ARE STATIC CONDUCTING.

Belt No.	Outside Length	Pitch	Lbs.	Belt No.	Outside Length	Pitch	Lbs.	Belt No.	Outside Length	Pitch	Lbs.	Belt No.	Outside Length	Pitch	Lbs.	Belt No.	Outside Length	Pitch	Lbs.
A20	22 27"	21 31"	2	A91	93 2	92 3	6	B75	77 0	75 8	8	C58	72 2	70 9	13				
A21	23 2	22 3	2	A92	94 2	93 3	6	B76	78 0	76 8	8	C72	76 2	74 9	14				
A22	24 2	23 3	2	A93	96 2	94 3	6	B77	79 0	77 8	8	C75	79 2	77 9	14				
A23	25 2	24 3	2	A94	98 2	96 3	6	B78	80 0	78 8	8	C78	82 2	80 9	15				
A24	26 2	25 3	2	A95	97 2	95 3	6	B79	81 0	79 8	8	C81	85 2	83 9	16				
A25	27 2	26 3	2	A96	98 2	97 3	7	B79	82 0	80 8	8	C85	89 2	87 9	16				
A26	28 2	27 3	2	A97	99 2	98 3	7	B80	83 0	81 8	9	C90	94 2	92 9	17				
A27	29 2	28 3	2	A98	100 2	99 3	7	B81	84 0	82 8	9	C96	100 2	98 9	18				
A28	30 2	29 3	2	A100	102 2	101 3	7	B82	85 0	83 8	9	C97	101 2	99 9	18				
A29	31 2	30 3	2	A103	105 2	104 3	7	B83	86 0	84 8	9	C99	103 2	101 9	19				
A30	32 2	31 3	2	A105	107 2	106 3	7	B84	87 0	85 8	9	C100	104 2	102 9	19				
A31	33 2	32 3	2	A110	112 2	111 3	8	B85	88 0	86 8	9	C101	105 2	103 9	19				
A32	34 2	33 3	2	A112	114 2	113 3	8	B86	89 0	87 8	10	C105	109 2	107 9	20				
A33	35 2	34 3	2	A120	122 2	121 3	8	B87	90 0	88 8	10	C108	112 2	110 9	20				
A34	36 2	35 3	2	A128	130 2	129 3	9	B88	91 0	89 8	10	C109	113 2	111 9	20				
A35	37 2	36 3	2	A135	138 2	137 3	9	B89	92 0	90 8	10	C111	115 2	113 9	21				
A36	38 2	37 3	3	A144	146 2	145 3	10	B90	93 0	91 8	10	C115	116 2	114 9	21				
A37	39 2	38 3	3	A158	160 2	159 3	11	B91	94 0	92 8	10	C115	119 2	117 9	21				
A38	40 2	39 3	3	A173	175 2	174 3	12	B92	95 0	93 8	10	C120	124 2	122 9	23				
A39	41 2	40 3	3	A180	182 2	181 3	12	B93	96 0	94 8	10	C122	126 2	124 9	23				
A40	42 2	41 3	3	B23	260	24 8	3	B94	97 0	95 8	10	C124	128 2	126 9	24				
A41	43 2	42 3	3	B24	270	25 8	3	B95	98 0	96 8	10	C128	132 2	130 9	24				
A42	44 2	43 3	3	B25	280	26 8	3	B96	99 0	97 8	11	C138	140 2	138 9	26				
A43	45 2	44 3	3	B26	290	27 8	3	B97	100 0	98 8	11	C144	148 2	146 9	28				
A44	46 2	45 3	3	B27	300	28 8	3	B98	101 0	99 8	11	C148	152 2	150 9	29				
A45	47 2	46 3	3	B28	310	29 8	3	B99	102 0	100 8	11	C150	154 2	152 9	29				
A46	48 2	47 3	3	B29	320	30 8	3	B100	103 0	101 8	11	C154	162 2	160 9	31				
A47	49 2	48 3	3	B30	330	31 8	3	B101	104 0	102 8	11	C152	166 2	164 9	31				
A48	50 2	49 3	3	B31	340	32 8	3	B103	106 0	104 8	11	C156	170 2	168 9	30				
A49	51 2	50 3	4	B32	350	33 8	3	B105	108 0	106 8	11	C173	177 2	175 9	33				
A50	52 2	51 3	4	B33	360	34 8	4	B106	109 0	107 8	11	C180	184 2	182 9	34				
A51	53 2	52 3	4	B34	370	35 8	4	B108	111 0	109 8	12	C186	190 2	187 9	37				



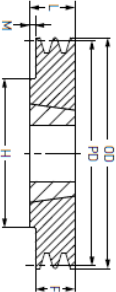
Wedge belt pulleys
SPZ taper bushed

- Belts
- Chains
- Couplings
- Bushings and Hubs
- Sprockets
- Pulleys
- Smart tools

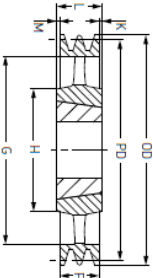
1 Groove SPZ

Pitch Diameter	ØD	Pulley Type	Bush No.	Bore Min.	Max.	F	G	K	L	M	H	Weight kg	Designation
50	54	9	11008	9	25	37	28	15	22	-	-	0.3	PHP 1SPZ5018
50	60	9	11008	9	25	37	23	15	22	-	-	0.5	PHP 1SPZ5018
60	64	9	11108	9	28	16	-	-	22	6	62	0.3	PHP 1SPZ6018
63	67	1	11108	9	28	16	-	-	22	6	62	0.3	PHP 1SPZ6318
71	75	1	11108	9	28	16	-	-	22	6	62	0.4	PHP 1SPZ7118
75	79	1	11108	9	28	16	-	-	22	6	62	0.4	PHP 1SPZ7518
80	84	1	12110	11	32	16	-	-	25	9	75	0.5	PHP 1SPZ8018
85	89	1	1210	11	32	16	-	-	25	9	75	0.7	PHP 1SPZ8518
90	94	1	1210	11	32	16	-	-	25	9	75	0.7	PHP 1SPZ9018
95	99	1	1210	11	32	16	-	-	25	9	75	0.8	PHP 1SPZ9518
100	104	1	1210	11	32	16	-	-	25	9	75	0.9	PHP 1SPZ10018
106	110	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1.0	PHP 1SPZ10618
112	116	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1.1	PHP 1SPZ11218
116	120	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1.2	PHP 1SPZ11618
125	129	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1.3	PHP 1SPZ12518
132	136	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1.5	PHP 1SPZ13218
140	144	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1.7	PHP 1SPZ14018
150	154	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	2.0	PHP 1SPZ15018
160	164	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	2.2	PHP 1SPZ16018
170	174	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	2.2	PHP 1SPZ17018
180	184	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	2.1	PHP 1SPZ18018
190	194	8	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	2.7	PHP 1SPZ19018
200	204	8	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	3.4	PHP 1SPZ20018
224	228	8	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	3.6	PHP 1SPZ22418
230	234	4	1610	14	50	16	222	8	32	18	100	4.5	PHP 1SPZ23018
250	254	4	1610	14	50	16	252	8	32	8	100	5.6	PHP 1SPZ25018
280	284	4	1610	14	50	16	287	8	32	8	100	6.7	PHP 1SPZ28018
330	334	4	1610	14	50	16	326	8	32	8	112	6.8	PHP 1SPZ33018
355	359	4	1610	14	50	16	371	8	32	8	112	6.9	PHP 1SPZ35518
400	404	4	1610	14	50	16	421	14.5	45	130	7.2	PHP 1SPZ40018	
450	454	4	2517	16	60	16	421	14.5	45	130	7.2	PHP 1SPZ45018	

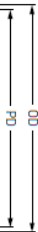
Type 1



Type 4



Type 6





Wedge belt pulleys

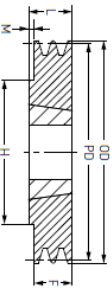
SPB taper bushed



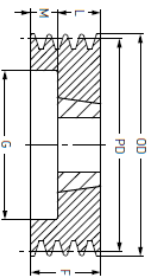
1 Groove SPB

Pitch Diameter	OD	Pulley Type	Bush No.	Bore		F	G	K	L	M	H	Weight* kg	Designation
				Min	Max								
100	107	1	1610	14	42	25	-	-	25	-	-	0.8	PWP 1SPB100T8
106	113	1	1610	14	42	25	-	-	25	-	-	1.0	PWP 1SPB106T8
112	119	1	1610	14	42	25	-	-	25	-	-	1.2	PWP 1SPB112T8
118	125	1	1610	14	42	25	-	-	25	-	-	1.5	PWP 1SPB118T8
125	132	1	1610	14	42	25	-	-	25	-	-	1.8	PWP 1SPB125T8
132	139	1	1610	14	42	25	-	-	25	-	-	2.1	PWP 1SPB132T8
140	147	1	1610	14	42	25	-	-	25	-	-	2.5	PWP 1SPB140T8
150	157	1	1610	14	42	25	-	-	25	-	-	2.9	PWP 1SPB150T8
160	167	1	1610	14	42	25	-	-	25	-	-	3.0	PWP 1SPB160T8
170	177	1	1610	14	42	25	-	-	25	-	-	3.8	PWP 1SPB170T8
180	187	7	1610	14	42	25	137	-	25	-	80	3.8	PWP 1SPB180T8
190	197	8	1610	14	50	25	147	35	32	35	100	4.0	PWP 1SPB190T8
200	207	8	1610	14	50	25	157	35	32	35	100	4.0	PWP 1SPB200T8
212	219	8	1610	14	50	25	169	35	32	35	100	4.2	PWP 1SPB212T8
224	231	8	1610	14	50	25	181	35	32	35	100	4.4	PWP 1SPB224T8
236	243	8	1610	14	50	25	193	35	32	35	100	5.4	PWP 1SPB236T8
250	257	8	1610	14	50	25	207	35	32	35	100	6.2	PWP 1SPB250T8
260	267	8	1610	14	50	25	217	35	32	35	100	6.5	PWP 1SPB260T8
280	287	8	1610	14	50	25	237	35	32	35	100	7.0	PWP 1SPB280T8
300	307	8	1610	14	50	25	258	35	32	35	100	7.5	PWP 1SPB300T8
315	322	8	1610	14	50	25	272	35	32	35	100	7.5	PWP 1SPB315T8
335	342	8	1610	14	50	25	288	35	32	35	100	8.5	PWP 1SPB335T8
355	362	8	1610	14	50	25	312	35	32	35	100	9.5	PWP 1SPB355T8
400	407	8	1610	14	50	25	357	35	32	35	100	11.2	PWP 1SPB400T8
450	457	8	1610	14	50	25	407	35	32	35	100	13.2	PWP 1SPB450T8
500	507	4	1610	14	50	25	457	35	32	35	100	14.6	PWP 1SPB500T8
550	557	4	1610	14	50	25	507	35	32	35	100	16.5	PWP 1SPB550T8
630	637	4	1610	14	50	25	587	35	32	35	100	20.5	PWP 1SPB630T8

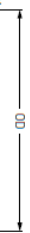
Type 1



Type 2



Type 4





IE2

ELECTRICAL CHARACTERISTICS - AESVZE / AESUZE

TEFC, CLASS F, 40°C AMBIENT TEMP., IEC DESIGN N CONTINUOUS DUTY, S.F. 1.0 400V/50HZ

OUTPUT	HP	KW	EFFICIENCY				POWER FACTOR				CURRENT		TORQUE				ROTOR WEIGHT kg	APPROX WEIGHT kg	
			FULL LOAD rpm	FRAME NO.	FULL LOAD (%)	3/4 LOAD (%)	2/4 LOAD (%)	1/4 LOAD (%)	FULL LOAD (%)	3/4 LOAD (%)	2/4 LOAD (%)	1/4 LOAD (%)	FULL LOAD (A)	LOOKED ROTOR (A)	FULL LOOKED ROTOR N _{eff}	LOOKED UP (%T _{fl})			PULL DOWN (%T _{fl})
0.5	0.37	915	80M	65.5	63.8	57.9	40.5	65.0	55.5	44.0	31.0	1.25	5	3.856	230	215	260	0.009	17.5
		1425	80M	78.1	78.0	75.1	64.1	72.5	62.0	47.5	30.0	1.40	8	3.680	290	260	305	0.010	17.5
0.75	0.55	900	80M	68.5	68.8	64.9	50.2	67.0	57.0	44.0	29.0	1.73	7	5.827	225	220	250	0.012	19.5
		2850	80M	77.4	78.0	76.3	64.3	85.5	78.5	66.0	44.5	1.64	9	2.509	215	180	280	0.005	17.0
1	0.75	1415	80M	79.6	79.5	76.9	66.3	73.5	63.5	49.5	31.0	1.85	11	5.054	300	330	325	0.013	20.5
		935	90S	75.9	76.4	73.9	63.8	69.5	60.0	46.5	29.5	2.05	10	7.649	210	185	260	0.019	25.5
		695	100L	71.8	71.0	68.0	54.0	65.0	56.0	43.5	28.0	2.32	10	10.29	210	175	235	0.046	37.5
		2875	80M	79.6	80.0	78.3	68.5	85.5	79.0	67.0	45.0	2.33	17	3.648	255	200	305	0.007	19.5
1.5	1.1	1445	90S	81.4	81.4	78.9	69.8	76.0	67.0	53.0	33.5	2.57	19	7.259	270	205	325	0.017	25.0
		930	90L	78.1	78.8	76.9	68.2	71.5	62.0	48.5	30.5	2.84	14	11.28	215	190	260	0.026	30.0
		690	100L	74.7	75.0	73.0	61.5	67.5	58.5	45.5	28.0	3.15	14	15.20	210	175	230	0.059	44.5
		2880	90S	81.3	81.8	80.3	73.5	86.5	80.5	69.0	48.0	3.08	24	4.966	260	245	325	0.011	24.5
5	4	1435	90L	82.8	83.7	82.6	75.7	81.0	73.0	59.5	38.0	3.23	23	9.967	250	180	300	0.022	28.0



DIMENSION
Horizontal Foot Mounting B3 (IM 1001)
TYPE: AESV2E, AESV3E

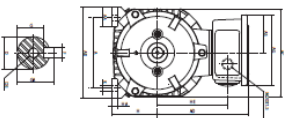


FIG. 1

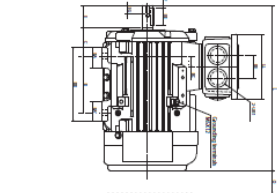


FIG. 2

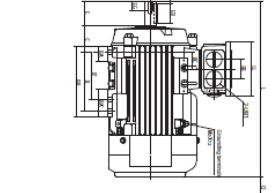
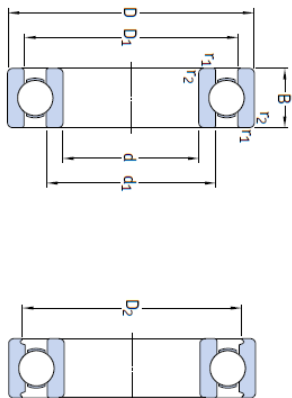


FIG. 3

Dimension in mm

Output (kW)				FRAME SIZE	FIG. NO.	A	AA	AB	AC	AD	AG	AS	B	B'	BA	BA'	BB	BC	BE	C	H
2P	4P	6P	8P																		
0.75	0.55	0.37	—	80M	1	125	35	161	156	161	125	67.5	100	—	35.5	35.5	130	18.5	40	50	80
1.1	0.75	0.55	—	—		140	40	180	176	171	125	67.5	100	—	33	33	125	36	40	56	90
1.5	1.1	0.75	—	90S		140	40	180	176	171	125	67.5	100	—	33	33	125	36	40	56	90
2.2	1.5	1.1	—	90L		140	40	180	176	171	125	67.5	100	—	33	33	125	36	40	56	90
3	2.2	1.5	0.75	—	2	160	40	200	196	191	147	78.5	140	—	43.5	43.5	176	21	50	63	100
—	3	—	1.1	100L		160	40	200	196	191	147	78.5	140	—	43.5	43.5	176	21	50	63	100



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	load limit	Reference	Limiting		
			dynamic	static		speed	speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	—
25	37	7	4.36	2.6	0.125	38 000	24 000	0.022	61805
	42	9	7.02	4.3	0.193	36 000	22 000	0.045	61905
	47	8	8.06	4.75	0.212	32 000	20 000	0.06	* 16005
	47	12	11.9	6.55	0.275	32 000	20 000	0.078	* 6005
	52	15	14.8	7.8	0.335	28 000	18 000	0.13	* 6205
	52	15	17.8	9.8	0.4	28 000	18 000	0.12	6205 ETN9
62	17	23.4	11.6	0.49	24 000	16 000	0.23	* 6305	

BIODATA PENULIS



Syafi'atul Ummah. Lahir di Gresik, 26 Juli 1995 dari pasangan Syamsul Huda dan Suharnik. Lahir sebagai anak pertama dari empat bersaudara. Penulis menamatkan sekolah dasar di MI Nurul Huda sawo pada tahun 2007, melanjutkan sekolah menengah di SMPN 3 Peterongan Jombang pada tahun 2010, dan melanjutkan ke jenjang berikutnya di SMA Darul Ulum 2 CIS ID 113 dan lulus pada tahun 2013. Pada tahun tersebut penulis diterima di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dengan jurusan Teknik Mesin.

Penulis aktif diberbagai kegiatan dan organisasi kemahasiswaan selama menjalani studi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Pada tahun 2013 penulis aktif sebagai anggota di UKM KSR (Korp Sukarela) PMI ITS dan aktif sebagai anggota Ash-Shaff. Pada tahun 2014 penulis aktif sebagai Staff Logistik di UKM KSR PMI ITS dan Staff Syi'ar di Ash-Shaff. Pada tahun 2015 penulis aktif sebagai Bendahara Umum (BENDUM) di UKM KSR PMI ITS, Staff Komuniasi dan Informasi (KOMINFO) di Ash-Shaff, dan Staff HRD di Dimensi. Selain itu, penulis juga banyak mengikuti peatihan-pelatihan dasar, contohnya pelatihan dasar PJTD (Pelatihan Jurnalistik Tingkat Dasar), Diklatsar Lapang, Diklatsar Ruang, dan masih banyak lagi.

Akhir kata penulis mengucapkan rasa syukur yang sebesar-besarnya atas terselesaikannya Tugas Akhir ini yang berjudul Rancang Bangun Perajang Bahan Baku Keripik.

Email = syafiatul.lu@gmail.com

No. HP = 082-331-272-032